

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Krokovací zařízení pro přesun trubek v ohřívací peci

Slew Equipment for the Tubes Shift in a Heating Furnace

Student:

Josef Janeček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Josef Janeček**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení**
Téma: **Krokovací zařízení pro přesun trubek v ohřívací peci**
Slew Equipment for the Tubes Shift in a Heating Furnace

Zásady pro vypracování:

Navrhněte krokovací zařízení v peci pro přesouvání trubek. Trubky se dohřívají v peci na teplotu 1065 °C. Celková nosnost zařízení bude 100 t. Minimální délka trubky 7500 mm, maximální délka trubky 15000 mm. Minimální průměr trubky 270 mm, maximální průměr trubky 711 mm. Hodinová kapacita trati 3-13 ks.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh krokovacího zařízení pro přesun trubek v ohřívací peci.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. Detailní výrobní výkres vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

Literární rešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Podklady firmy Vítkovice Machinery Group, a.s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....14.5.2014.....

.....*Janech*.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 14.5.2014

.....


Podpis

Janeček Josef

Paskovská 57/270

Ostrava – Hrabová

720 00

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Oldřichu Učni, Ph.D., mému vedoucímu bakalářské práce, dále mým spolupracovníkům ze společnosti VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s., oddělení Konstrukce a projekce, a to Ing. Vlastimilu Grobaři, Ing. Zdeňku Ježíškovi a Ing. Oldřichu Stolaříkovi za jejich cenné rady, připomínky, ochotu a čas. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině, za vytvoření těch nejlepších podmínek na tuto práci.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JANEČEK, J. Krovací zařízení pro přesun trubek v ohřívací peci: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 57 s. Vedoucí práce: Učeň, O.

Cílem této bakalářské práce je projekční a konstrukční návrh krovacího mechanismu, určeného pro přesouvání a pootáčení trubek v ohřívací peci. V první části bakalářské práce je stručně popsán současný stav techniky v této oblasti. V následujících kapitolách byly porovnány výhody a nevýhody známých konstrukčních řešení. V druhé části práce je zpracován projekční a konstrukční návrh krovacího systému, jež se opírá o hmotnostní a rozměrové zadání, včetně provedení výpočtů nejdůležitějších konstrukčních uzlů. Nejvíce namáhaná strojní součást je pak zkontrolována pomocí metody konečných prvků. Součástí této bakalářské práce je detailní výrobní výkres vybrané součásti. Navržené řešení krovacího mechanismu je zdokumentováno ve výkresové příloze.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

JANEČEK, J. Slew Equipment for the Tubes Shift in a Heating Furnance. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 57 p. Thesis head: Učeň, O.

This bachelor thesis deals with project and design proposal of the slew equipment for the tubes shift in a heating furnace.

First part of this bachelor thesis briefly describes the present state of technology in this field of engineering. Next chapters contain a comparison of advantages and disadvantages of currently used technological solutions. In the second chapter the project and design proposal of the slew equipment is processed on the basis of tasks, including the most important calculations. The mostly subjected part is checked by means of

Finite Element Method. This bachelor thesis also contains a detailed production drawing of chosen part. Proposed design solution of the slew equipment is processed in attached drawing set.

OBSAH:

Seznam použitých značek a symbolů	1
Úvod	3
1 Technická zpráva pro krokovací zařízení	8
1.1 Zadané parametry	8
1.2 Zvolené parametry	8
1.2.1 Parametry pece:	8
1.2.2 Ostatní parametry:	8
2 Popis funkce navrhovaného zařízení	10
3 Konstrukční návrhy krokovacího zařízení	12
3.1 Varianta 1	12
3.2 Varianta 2	12
3.3 Varianta 3	14
4 Projekční a konstrukční řešení	16
4.1 Základový rám	16
4.2 Spodní rám	17
4.3 Vrchní rám	23
5 Výpočty pro návrh zařízení	27
5.1.1 Výpočet síly pro vertikální zdvih	27
5.1.2 Výpočet síly pro horizontální posuv	28
5.1.3 Výpočet valivého odporu kola pro zdvih	29
5.1.4 Výpočet valivého odporu kola pro pojezd	30
5.1.5 Výpočet parametrů hydr. přímočarého motorů pro vertikální zdvih	31
5.1.6 Výpočet parametrů hydr. přímočarých motorů pro horizontální posuv	32
5.2 Výpočet zatížení na jedno kolo	33
5.2.1 Síla na vnější kolo	33
5.2.2 Síla na vnitřní kolo	33

5.3	Výpočet pojíždějících kol	34
5.3.1	Výpočet únosnosti kola pro vertikální zdvih - kolo vnitřní	34
5.3.2	Výpočet únosností kola pro posuv - kolo vnější	35
5.4	Kontrolní výpočet hřídele	36
5.4.1	Výpočet hřídele na ohyb	36
5.5	Pevnostní analýza	37
	Závěr	40
	Seznam použitých pramenů	41
	Seznám obrázku	42
	Přílohy:	44

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Jednotka	Popis
D	[N]	D'Alambertová síla
D_1	[m]	průměr kola
D_2	[m]	průměr kola
D_h	[m]	vnější průměr hřídele
D_{PSTI}	[m]	průměr pístu pro vertikální zdvih
D_{PSTH}	[m]	průměr pístu pro horizontální posuv
F	[N]	síla
F_1	[N]	síla na vnitřní kolo
F_2	[N]	polovina síly na vnitřní kolo
F_{HORP}	[N]	síla pro horizontální posuv
F_{kvne}	[N]	síla na vnější kolo
F_{kvni}	[N]	síla na vnitřní kolo
F_{VERZ}	[N]	síla pro vertikální zdvih
G_C	[kg]	hmotnost celková
G_S	[kg]	hmotnost spodního rámu
G_V	[kg]	hmotnost vrchního rámu
K_{max}	[N]	maximální únosnost kola
M_o	[N·m]	ohybový moment
Q	[kg]	hmotnost vsázky
S	[m ²]	plocha
T_1	[N]	odpor kola pro zdvih
T_2	[N]	odpor kola pro pojezd
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu pro trubku
a	[m·s ⁻²]	zrychlení
b_1	[m]	účinná šířka
b_2	[m]	účinná šířka
d_h	[m]	vnitřní průměr hřídele
d_{PSTNH}	[m]	průměr pístnice pro horizontální posuv
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření

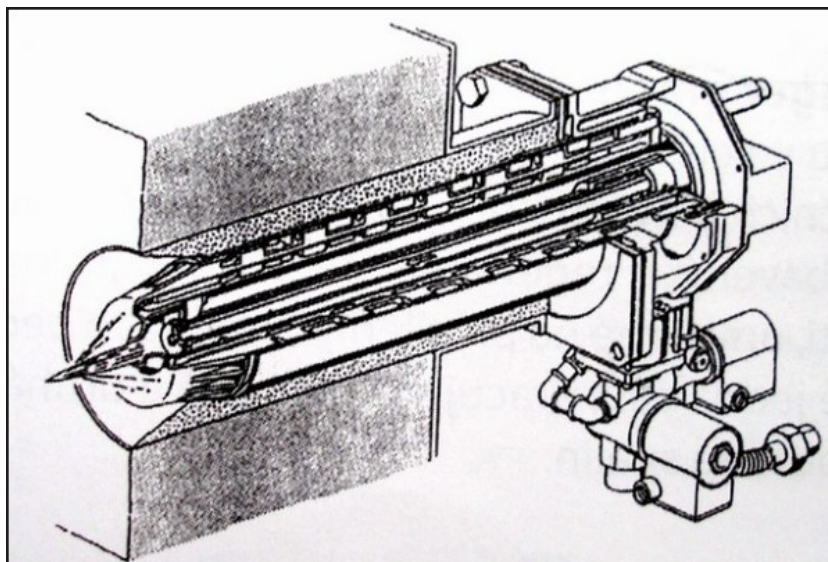
f_n	[-]	součinitel počtu otáček
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
k	[MPa]	součinitel závislý na materiálu a druhu provozu
m	[kg]	hmotnost
n_{vne}	[ks]	počet kol vnějších
n_{vni}	[ks]	počet kol vnitřních
p	[MPa]	tlak
r_0	[m]	rameno
$r_{\check{c}}$	[m]	poloměr čepu
χ	[-]	součinitel přidavných odporů
α	[°]	uhel sklonu dráhy
δ	[MPa]	mechanické napětí
ζ	[m]	součinitel valivého tření
π	[-]	Ludolfovo číslo

Úvod

Pro konkurenceschopnost válcovaných výrobků je snahou celé společnosti vyrábět neustále účinnější stroje s požadovanou dlouhou dobou životnosti při co nejnižší energetické náročnosti. Problematiku životnosti a účinnosti strojů řeší především výzkumná a vývojová činnost.

Kroková pec je moderní agregát sloužící z technologického hlediska k plně automatizovanému ohřevu vsázky. Předchůdci krokových pecí, byly pece narážecí, u kterých se vsázka posouvá tlačným zařízením působícím na poslední vložený kus. Používá se stále v kovárnách pro ohřev bram a sochorů nebo ve válcovnách u starších zařízení.

Pro rovnoměrný a efektivní ohřev vsázky na požadovanou teplotu používají krokové pece rekuperační hořáky spalující zemní plyn. Těmito hořáky docílí značnou energetickou úsporu a zároveň nízkou produkci emisí. Rekuperační hořák s přímo vestavěným rekuperátorem pro ohřev spalovacího vzduchu v tělese hořáku je zobrazen na Obr. 1. Potřebný efekt dosahují rekuperační hořáky ohříváním spalovacího vzduchu teplem spalin odcházejících z pracovního prostoru pece na rozdíl od klasických rekuperátorů, které ohřívají spalovací vzduch pro všechny hořáky centrálně.

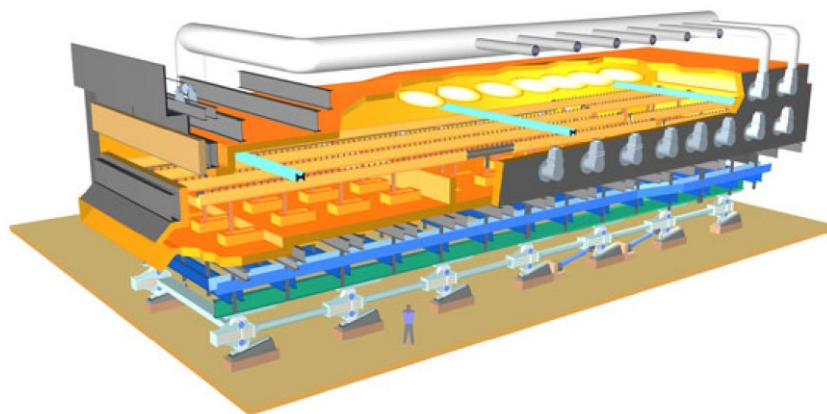


Obr. 1 Rekuperační hořák [1]

Moderní pece mají sofistikované počítačové řízení, včetně sledování vsázky pomocí kamer, dále umožňují krokovaní v peci oběma směry. Pro případ výpadku napětí jsou vybaveny náhradním zdrojem.

Velikost a provedení pecí je dána několika faktory rozměrem vsázky, třídou materiálu z toho plynoucí požadovaná doba ohřevu a výrobními požadavky.

Vsázka do pece bývá dopravovaná přes vstupní vrata na válečkovém dopravníku nebo pomocí narážecího mechanismu. Vsázka prochází pecí pomocí krokovacího mechanismu, který bývá umístěn pod pecí zobrazeno na Obr. 2.



Obr. 2 Umístění krokovacího mechanismu pod pecí. [2]

Krokovacích mechanismy pro krokovací pece se vyrábějí v různých provedeních. Od netradičního řešení zobrazeného na Obr. 3, až po nejčastěji používané řešení, vhodné pro pece velkých rozměru, kde vsázka dosahuje velkých hmotností je zobrazené na Obr. 4.

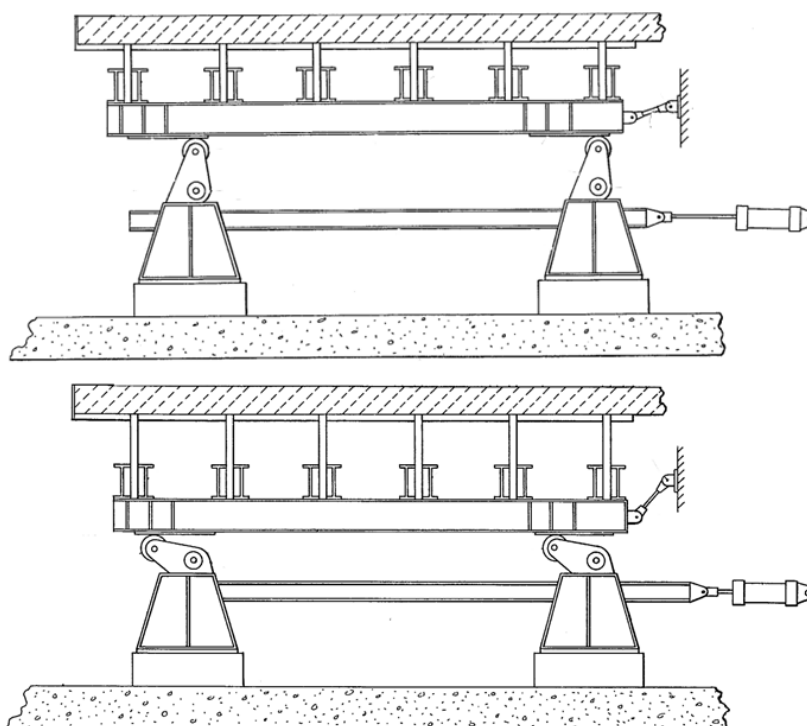


Obr. 3 Netradičně řešený krokovací mechanismus. [3]

Naopak pro menší pece s menším zatížením se jeví jako vhodná alternativa pákový mechanismus zobrazený na Obr. 5.



Obr. 4 Nejčastěji používaný krokovací mechanismus. [4]



Obr. 5 Krokovací mechanismus vhodný pro menší zatížení. [5]

Pohon krokovacího mechanismu pohybuje velkými hmotami. Pro plynule a přesné přesouvání vsázky v peci se jeví jako nejvhodnější alternativou pohon po-

mocí vysokotlakého hydraulického systému s přímočarými motory. Přímočarý motor pro zdvih je zobrazen na Obr. 6.



Obr. 6 Přímočarý motor pro vertikální zdvih.[10]

Hydraulické systémy jsou optimální pro svou velikost, možnost plynulého stavění v přesné poloze, ale též pro možnost synchronizace pohybu na obou rámech. Výhodou je automatické řízení a v případě poruchy snadný přechod na manuální řízení. Hydraulické systémy bývají umístěné v hydraulických sklepech, pro krokovací pece se dodává většinou se dvěma čerpadly, které se v provozu střídají ve dvanácti hodinových cyklech. Součástí čerpadel jsou zařízení schopná upravit jejich výkony, řízení se provádí hydraulickými rozdělovači se snímači polohy přestavení. Zároveň se tohoto hydraulického systému využívá pro pohon otevírání a zavírání vrat i pro další zařízení. Součástí hydraulického systému bývá olejová nádrž rozváděcí potrubí s řídicími bloky a akumulací nádoby. Hydraulické systémy mívají vlastní ohřev, chlazení a filtraci oleje. Pohon čerpadel bývá zajištěn elektrickými motory.

Mazání všech pohyblivých částí krokovacího mechanismu bývá zpravidla zajištěno automatickou dopravou maziva po stroji ke všem mazacím místům. Systém bývá většinou dvoutrubkový pro dopravu maziva k mazacímu místu a odvod přebytečného maziva zpět do stanice.

Veškerý řídicí systémy pro řízení krokové pece bývají umístěny v řídicí kabině krokovacího zařízení krokové pece. V řídicí kabině bývá většinou umístěn počítač s vizualizací všech probíhajících technologických procesů, např. průběhu vsázky v peci, dále nás počítač informuje o technickém stavu pece, zajišťuje sběr dat o spotřebě energie a o množství materiálu procházejícím pecí.

Řídicí kabiny mají zároveň pult manuálního ovládaní pece. Pro vizuální kontrolu vsázky v peci bývají pece monitorovány průmyslovými kamerami.

1 Technická zpráva pro krokovací zařízení

1.1 Zadané parametry

Celková nosnost zařízení	100 t
Kapacita trati	3 – 13 ks/hod
Minimální délka trubky	7 500 ±100 mm
Maximální délka trubky	15 000±100 mm
Minimální průměr trubky	270 mm
Maximální průměr trubky	711 mm
Teplota ohřevu max.	1 065°C

1.2 Zvolené parametry

1.2.1 Parametry pece:

Druh paliva v peci	zemní plyn
Maximální teplota v peci	1 100 °C
Celková hmotnost zatížení na kola celkem	250 t
Vzdálenost mezi valníky	8 010 mm
Šířka pece vnější	19 000 mm
Šířka pece vnitřní	16 000 mm

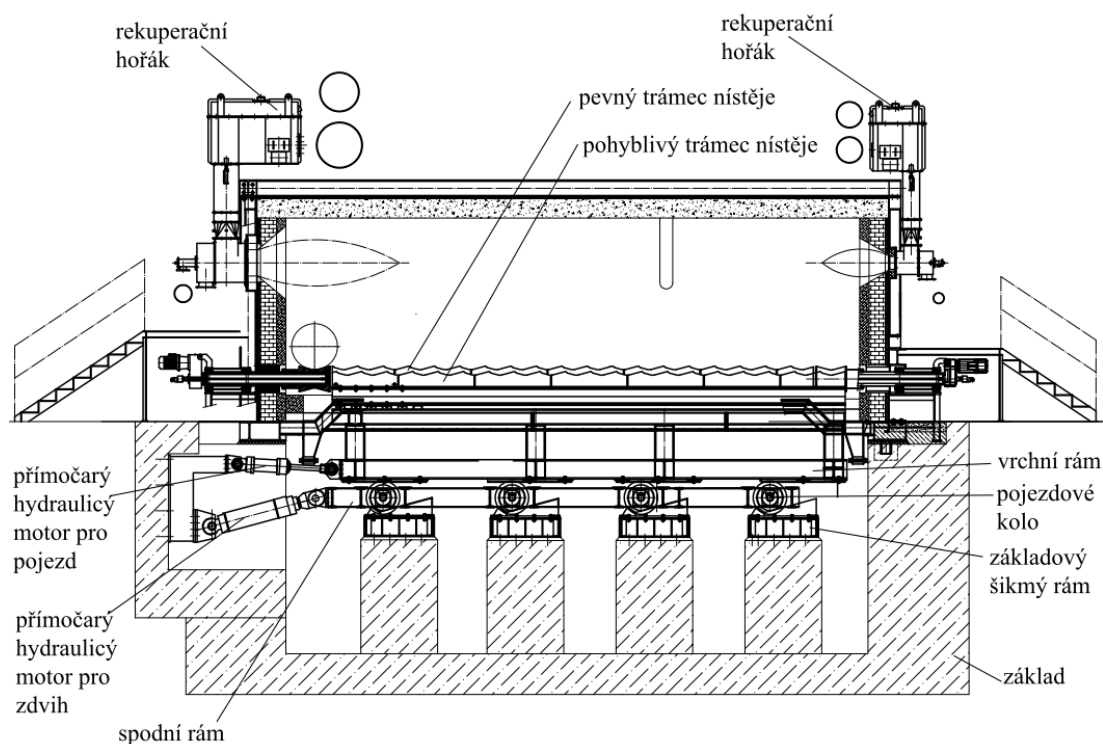
1.2.2 Ostatní parametry:

Malé trubky průměr	270 – 360 mm
Velké trubky průměr	360 – 711 mm
Hmotnost trubky na jednotku délky	110 – 1 200 kg/m
Max. hmotnost jedné trubky	5 555 kg
Počet pozici v nístěži pro malé trubky	19 ks
Počet pozici v nístěži pro velké trubky	9 ks
Teplota okolí do	40°C
Tlak v hydraulické soustavě provozní	od 22 do 25 MPa
Tlak v hydraulické soustavě provozní max.	31,5 MPa
Vrchní hrana válečkového dopravníku	+1000 mm
Rozměr vstupního a výstupního otvorů	1 000 x 1 000 mm

Zdvih krokovacího mechanismu max. 186 mm
Zdvih krokovacího mechanismu min. 160 mm
Posun krokovacího mechanismu 395 mm
Rychlost válečkových dopravníků max. $1,1 \text{ m.s}^{-1}$
Rychlost přímočarého hydraulického motoru $0,15 \text{ m.s}^{-1}$

2 Popis funkce navrhovaného zařízení

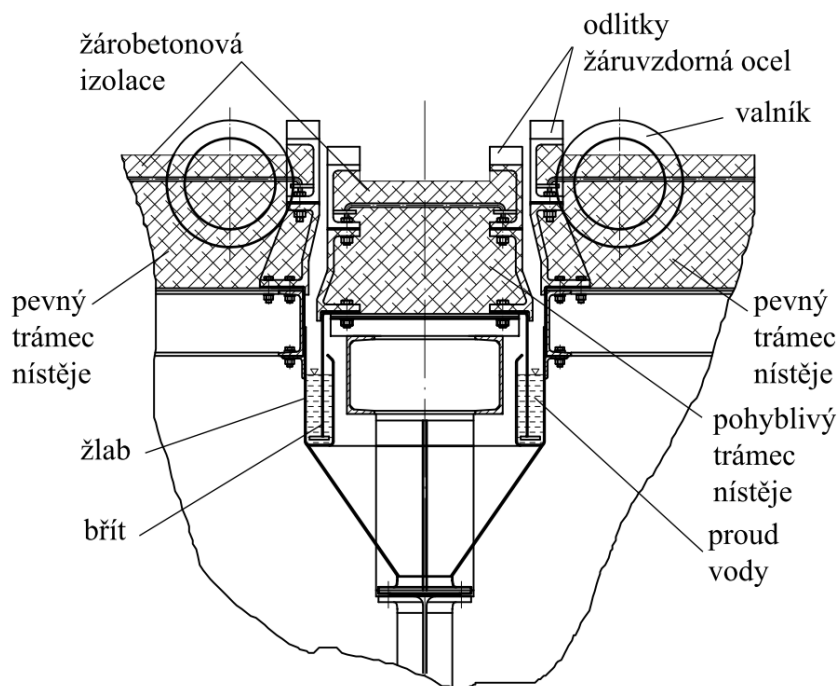
Krokovací zařízení slouží k přemísťování a pootáčení trubek v peci. Konceptně je krokový mechanismus řešený jako zdvihový s pojezdovými koly, viz Obr. 7.



Obr. 7 Krokovací pec. [10]

Pohon mechanismů je zajištěn prostřednictvím dvou přímočarých hydraulických motorů. Pohyblivé kroky jsou následující: posuv po nakloněné rovině o sklonu 16° způsobí na délce 650 mm zdvih cca 186 mm a dále vodorovný pohyb - posuv v délce cca 395 mm.

Krokovací zařízení je umístěno pod pecí, kde pohybuje trámcem pohyblivé nístěje. Před teplem je zařízení chráněno žárobetonovou izolací. V místě přechodu mezi pevnými a pohyblivými trámcí je zařízení chráněno vodní clonou. Pohyblivý trámec nístěje je zhotoven z ocelových profilů a nosníku odlitého z žáruvzdorné oceli, konstrukce je vyplněná žárobetonem. Vodní clonu tvoří žlab s proudící vodou, upevněný na pevném trámcí, do kterého zajíždí břit upevněný na pohyblivém trámcí, jak je zobrazeno na Obr. 8. Dno žlabu je osazeno odkalovacím otvorem uzavřeným kohoutem.



Obr. 8 Pohled na vodní clonu včetně izolace.

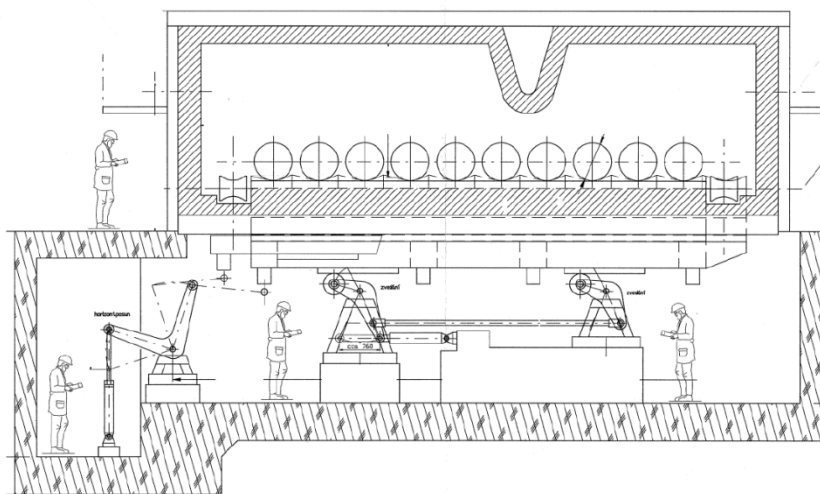
Příváděcí valník dopraví trubku otvorem do pece, do které je možno umístit 9 velkých nebo 19 malých trubek, pokud jsou sazeny v jedné řadě. Zde je trubka podebrána pohyblivým trámcem nístěje. Pohyblivý trámec se pohybuje kolmo v mezerách příváděcího valníku, výška zdvihu pohyblivého roštu musí s rezervou překonat nejvyšší bod pevných trámců nístěje. Nyní může být trubka přesunuta a ustavena na pevný trámec, který je součástí pece. Krokovací mechanismus nepokládá trubku do středu pevných trámců, ale na sešikmenou část, na které jsou drážky, tím dojde k potočení trubky. Vzhledem k opakovanému procesu pootáčení trubky dochází k jejímu rovnoměrnému ohřevu. Stejným způsobem pokračuje trubka přes celou pec. V posledním kroku trubka opouští pec na druhém odváděcím valníku. Kapacita tratě je 3 až 13 trubek za hodinu, zde záleží na několika parametrech, např. vstupní teplotě trubky, požadované výstupní teplotě trubky, dále závisí též na materiálu ohřívané trubky a v neposlední řadě na rozměru trubky.

3 Konstrukční návrhy krokovacího zařízení

Pro svou bakalářskou práci jsem si nejdříve připravil několik konstrukčních návrhů, které dále podrobněji představím.

3.1 Varianta 1

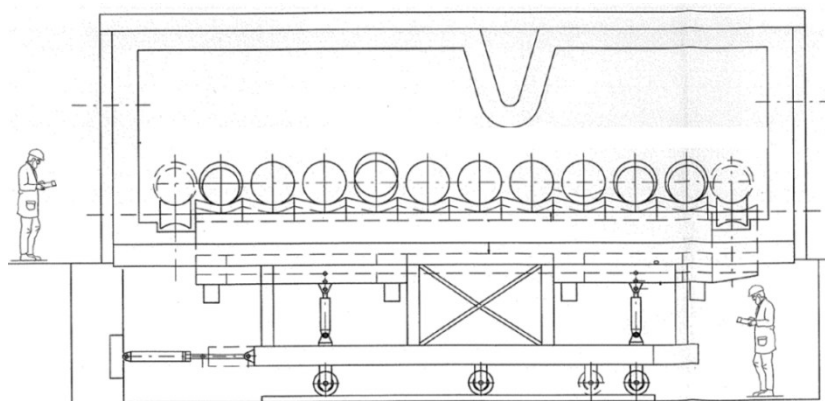
Zařízení zobrazené na Obr. 9 se používá pro nižší hmotnosti vsázky, pro mou koncepci je nevhodné, proto jsem se touto variantou dále nezabýval.



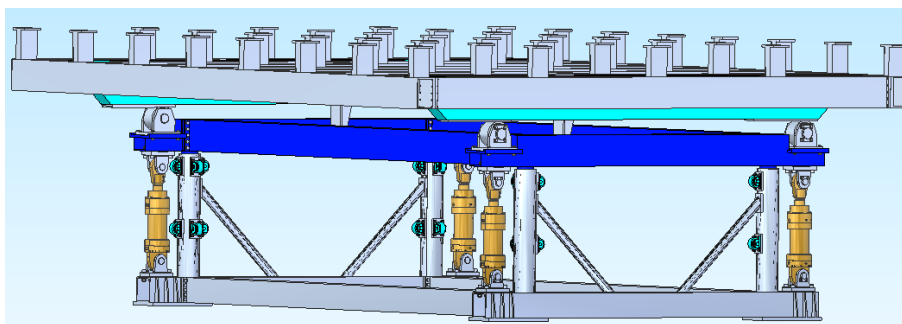
Obr. 9 Krokovací zařízení pomocí pákového mechanismu. [10]

3.2 Varianta 2

K studii zobrazené na obr. 10 Obr. jsem zpracoval podrobnější řešení, vyobrazené na Obr. 11, kde je zdvih řešen nezávisle na posunutí.

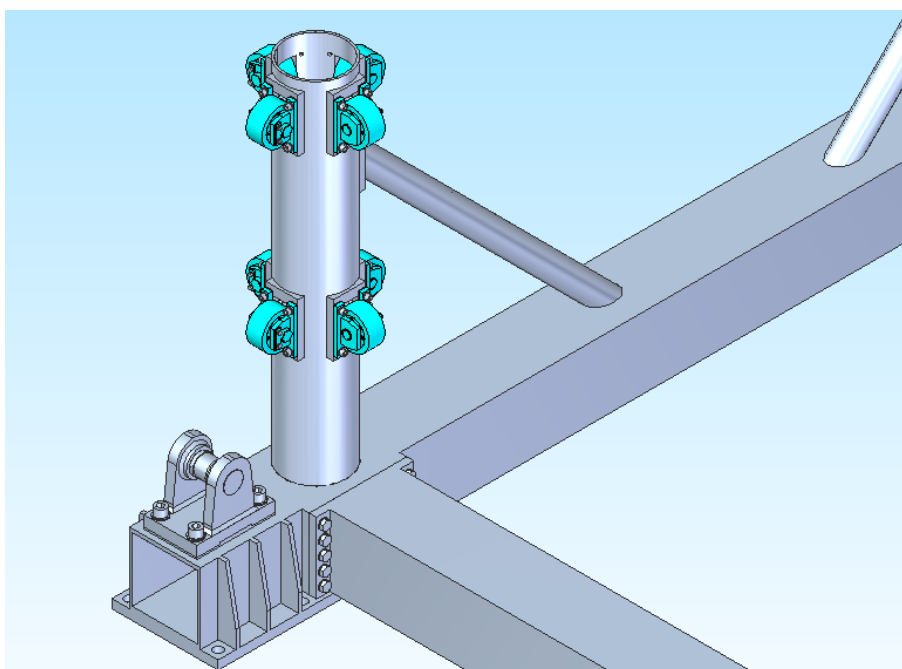


Obr. 10 Výchozí studie krokování. [10]



Obr. 11 Návrh zdvihu řešený čtyřmi vertikálně umístěnými motory.

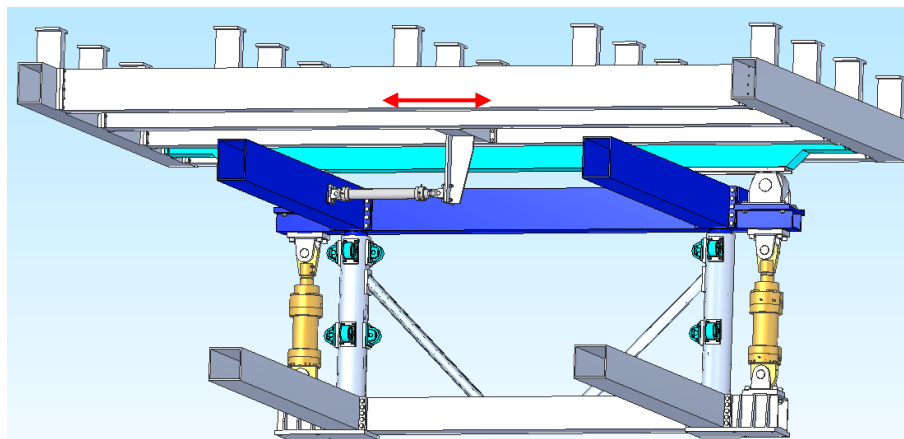
Návrh zdvihu řešený čtyřmi vertikálně umístěnými motory - zdvih krokovacího mechanismu je řešen pomocí čtyř přímočarých hydraulických motorů uchycených vertikálně v základovém rámu, které zdvihají nosný rám osazený nosnými kladkami. Spodní nosný rám je vedený ve čtyřech sloupech osazený vodíci kladkami zobrazenými na Obr. 12.



Obr. 12 Sloup osazený vodíci kladkami.

Horizontální pohyb vykonává horní rám ve směru šipek označený v částečném řezu na Obr. 13 pomocí dvou přímočarých hydromotorů. Velkou výhodou tohoto návrhu je, že při vertikálním pohybu trámce není nutná synchronizace pohybu mezi vertikálními a horizontálními přímočarými hydraulickými motory. Jednotli-

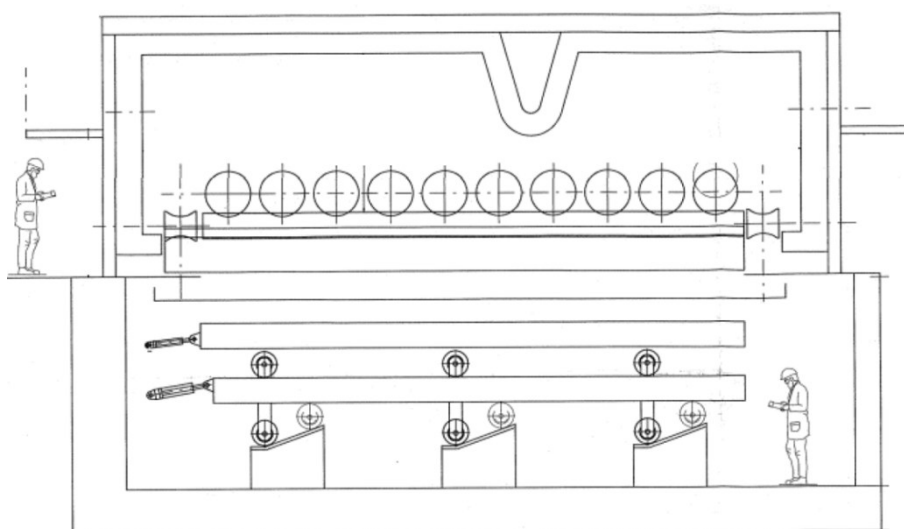
vé pohyby lze vykonávat samostatně. Na druhou stranu, velkou nevýhodou tohoto řešení je přítomnost čtyř vertikálních přímočarých hydromotorů, což teoreticky znamená 4x větší pravděpodobnost poruchy na zařízení.



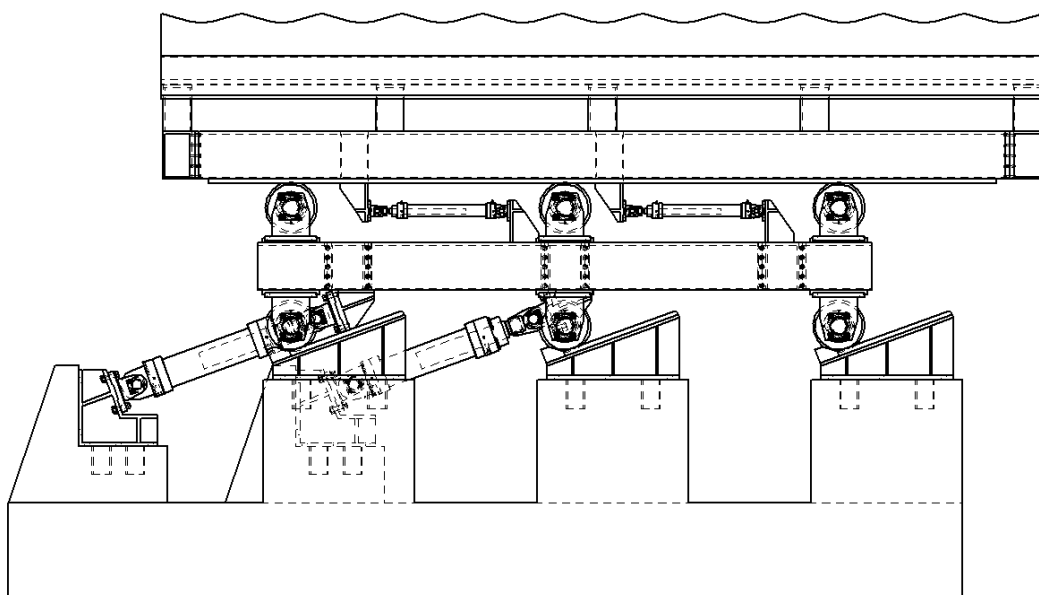
Obr. 13 Částečný řez zobrazený přímočarý motor pro horizontální pohyb.

3.3 Varianta 3

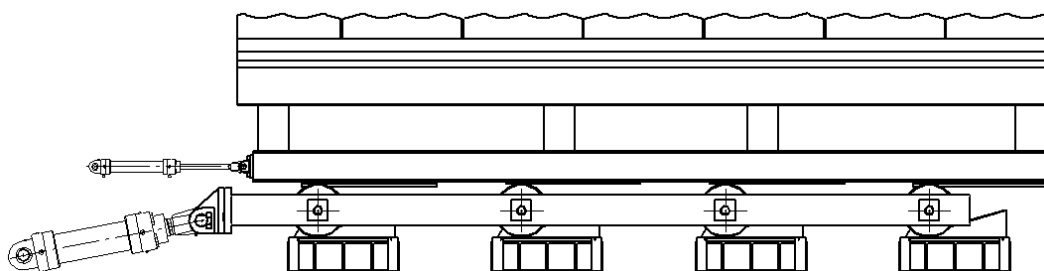
Pro svou bakalařskou práci jsem nakonec zvolil variantu 3 vyobrazenou na Obr. 14. Nejdřív jsem zpracoval hrubý projekční návrh v programu AutoCAD, kde jsem řešil základní parametry dle zadání bakalářské práce, výchozí rozměry pece a následně rozměry krokovacího zařízení.



Obr. 14 Výchozí návrh - varianta 3[10].



Obr. 15 Prvotní návrh.

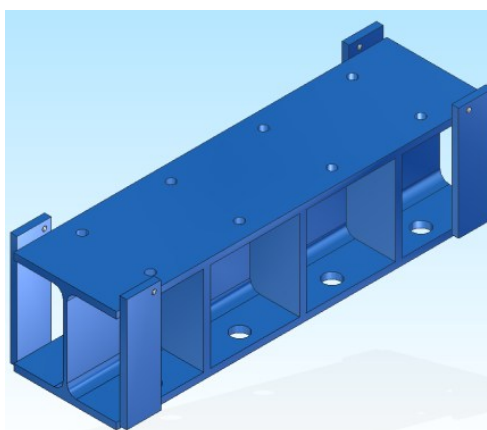


Obr. 16 Finální návrh pro konstrukční řešení.

4 Projekční a konstrukční řešení

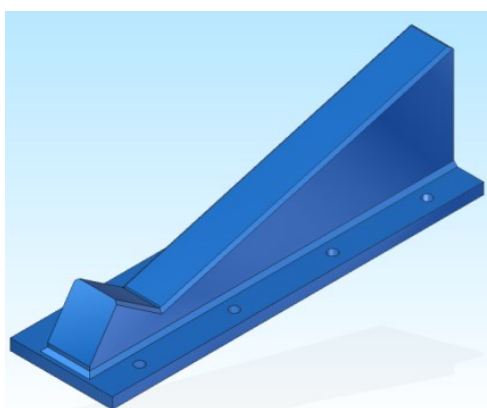
4.1 Základový rám

Základový rám je zhotovený z válcované tyče HEB 300-1090 dle DIN 1025 z materiálu 11 523.1. Rám je vyztužený ocelovými žebry a opatřen deskami pro stavěcí šrouby z materiálu 11 523.1. Rám je ukotven k základu a následně podlet betonovou směsí - to vše je součástí kotvícího plánu a je vyspecifikováno ve stavební dokumentaci.



Obr. 17 Základový rám

K základovému rámu je pevnostními šrouby upevněná pojezdová dráha, která je zhotovena volným kováním a následným opracováním z materiálu 11 600.1

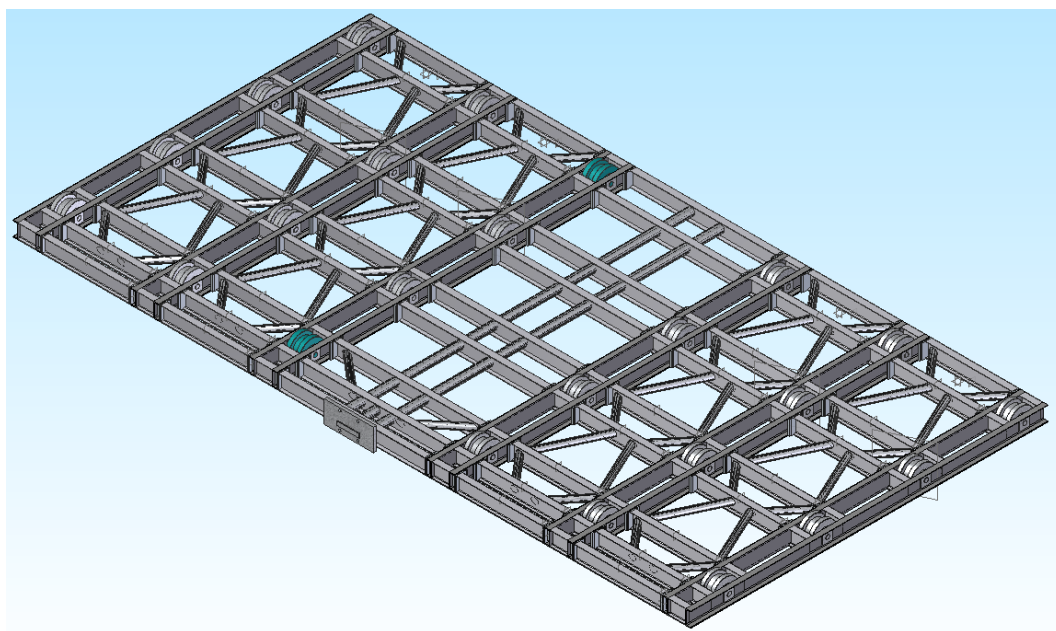


Obr. 18 Pojezdová dráha

4.2 Spodní rám

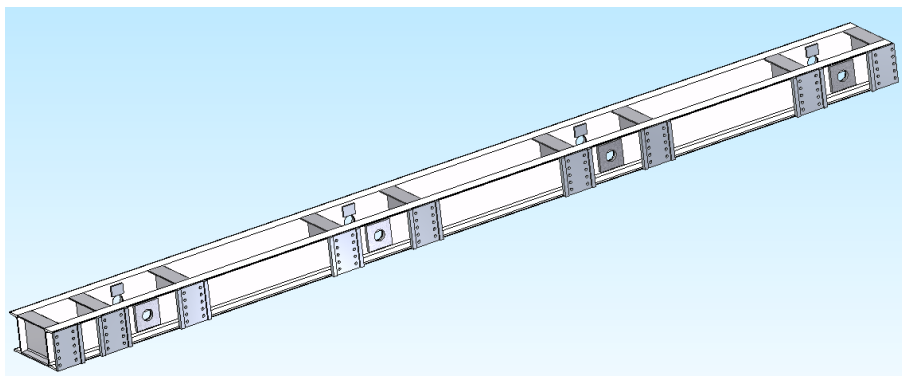
Spodní rám, viz Obr. 19, se skládá z rozměrově menších svařovaných konstrukcí a to z důvodu přepravy a snadnější manipulace při montáži na staveništi.

Spodní rám je sestaven ze třech různých nosníků pojezdových kol, zobrazených na Obr. 20 a 21. Nosníky jsou vzájemně spojeny a to uprostřed středovým páteřovým rámem a po krajích bočními páteřovými rámy. Rámy jsou zobrazeny na Obr. 28 a 29.



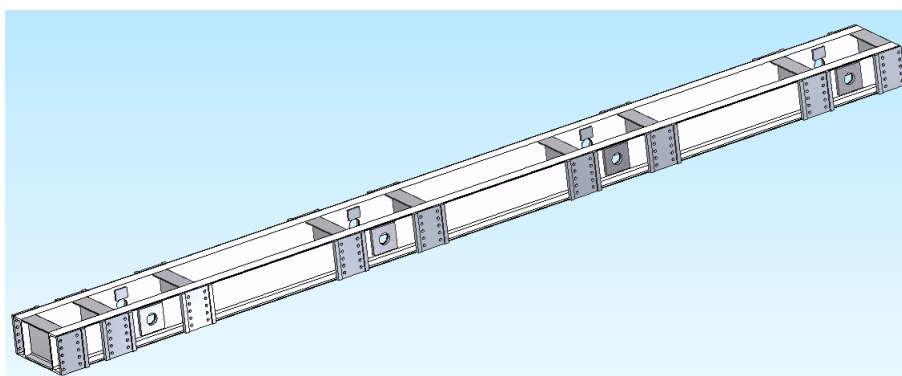
Obr. 19 Spodní rám

Na Obr. 20 je zobrazený „Nosník pojezdových kol levý“. Nosník je zhotoven jako opracovaná svařovaná konstrukce z materiálu 11 523.1. Boky nosníku jsou zhotoveny z U profilů o výšce 300 mm a vzájemně propojeny I profilem stejné velikosti. Všechny otvory pro hřídele jsou vyztužené ocelovými plechy tloušťky 20 mm z materiálu 11 523.1. Na jedné straně jsou v pleších zhotovené závitové otvory pro upevnění přídržek k pojištění hřídelů. Pro upevnění páteřových rámu je v U profilu přivařené žebro, které podpírá desku s lícovanou drážkou a otvory pro šrouby. Pomocí přípravku je nutné přivařit na U profily plechové desky, které zajišťují dutou hřídel proti pootočení.



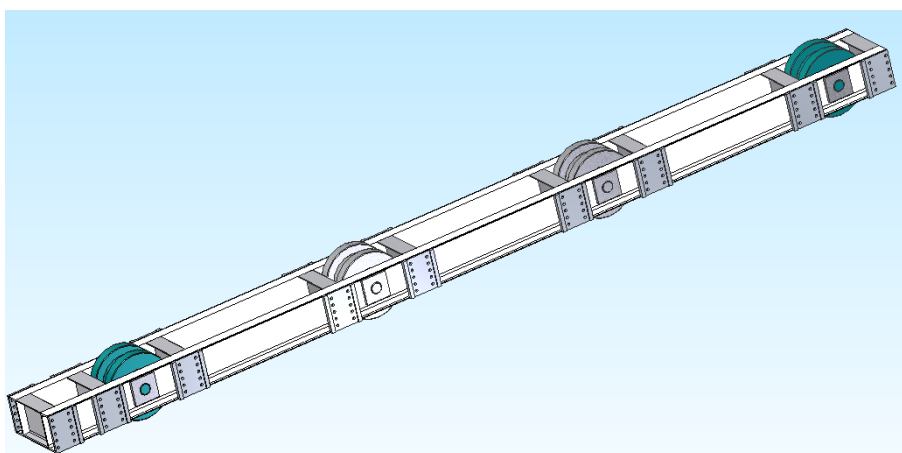
Obr. 20 Nosník pojezdových kol levý, nosník pravý je vyrobený zrcadlově.

Tímto způsobem jsou zhotovené i ostatní typy nosníku. Nosník pojezdových kol středový vyobrazený na Obr. 21. má na rozdíl od Nosníků pojezdových kol levého a pravého v U profilu přivařená žebra s lícovanými deskami na obou stranách, které slouží k upevnění páteřových rámců zobrazených na Obr. 28 a 29.



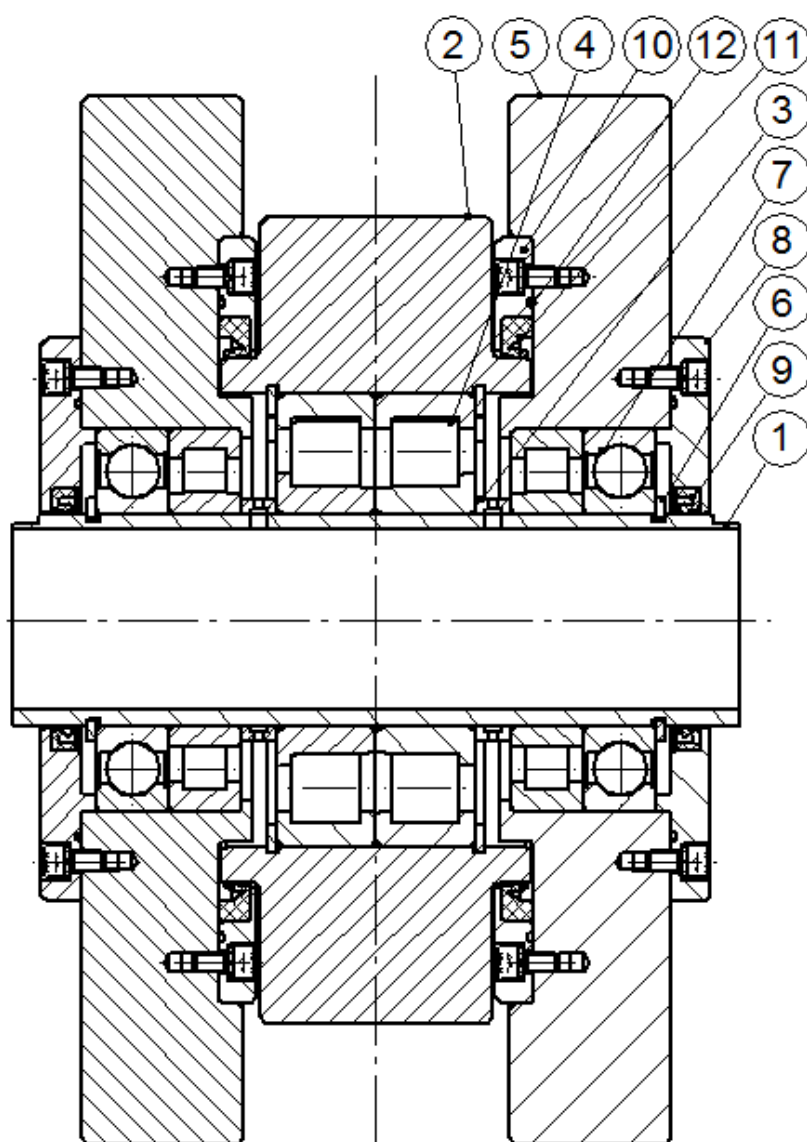
Obr. 21 Nosník pojezdových kol středový.

Nosník Obr. 22 je před montáží do rámu osazen pojezdovými koly.



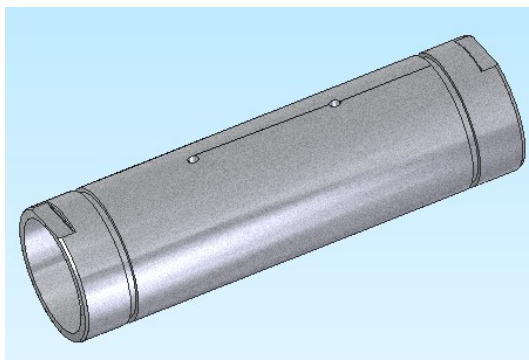
Obr. 22 Nosník pojezdových kol středový s pojezdovými koly.

Pojezdové kola a jejich sestavení je dobře patrné z Obr. 23. Na duté hřídeli pozice 1 je nasazené pojezdové vnitřní kolo viz pozice 2 zajištěné z každé stany rozpěrným kroužkem pozice 3. K rozpěrnému kroužku je přes válečkové ložisko pozice 4 opřené vnější pojezdové kolo pozice 5, zajištěné pojistným kroužkem pozice 6. Kuličkové ložisko pozice 7 je zajištěno přírubou pozice 8 a utěsněné hřídelovým těsněním pozici 9. Pro zamezení uniku mazacího tuku je vnější pojezdové kolo osazeno přírubou pozice 10, v níž je zabudované hřídelové těsnění pozice 11 s o-kroužkem pozice 12.



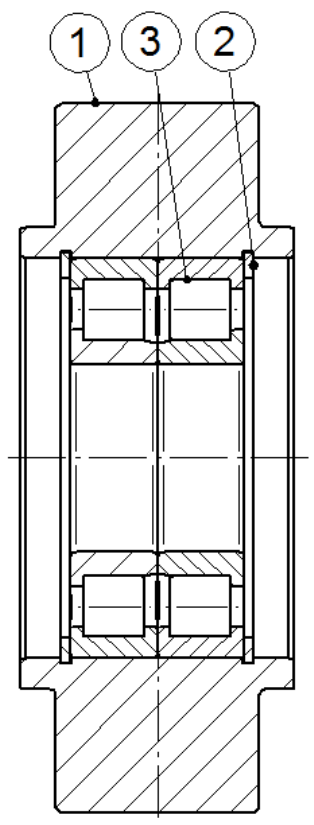
Obr. 23 Pojezdové kolo.

Dutá hřídel na Obr. 24 je obrobek zhotovený z materiálu 15 260.6 [11] osazený drážkami pro pojistné kroužky, otvory pro mazání a zafrézováním dvou rovných ploch pro zajištění hřídele proti potočení.



Obr. 24 Dutá hřídel.

Pojezdové kolo vnitřní pozice 1 na Obr. 25 je vysoustružené z lité oceli dle ČSN 42 2660.6 a osazené dvěma drážkami pro pojistné kroužky pozice 2, které vymezují zástavbový rozměr pro válečková ložiska pozice 3.



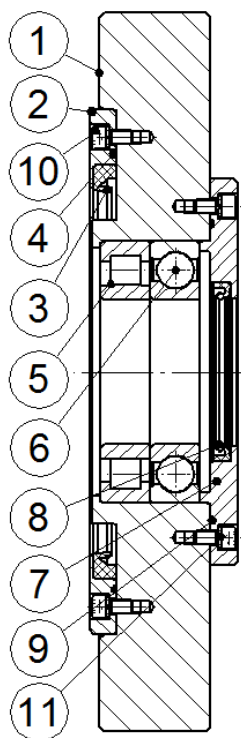
Obr. 25 Pojezdové kolo vnitřní.

Rozpěrný kroužek je obrobek s drážkou a otvory pro mazání ložisek zhotovený z materiálu 11 523.1.



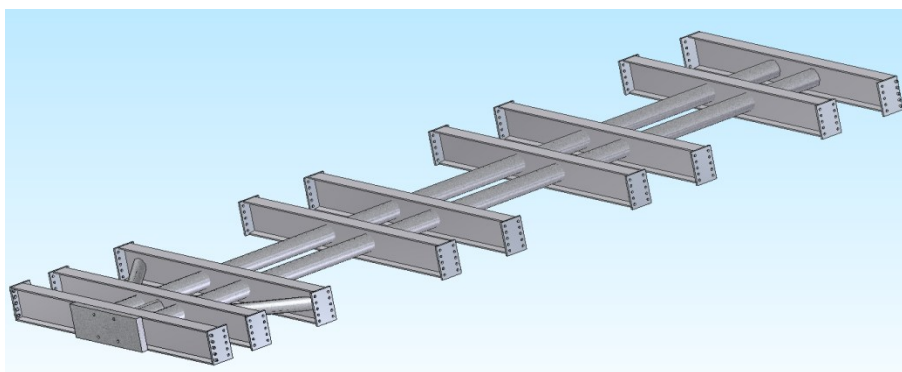
Obr. 26 Rozpěrný kroužek.

Pojezdové kolo vnější Obr. 27 zobrazeno jako pozice 1 je zhotovené z lité oceli dle ČSN 42 2660.6, z jedné strany je osazené vybráním pro přírubu pozice 2 z materiálu 11 523.1, v níž je vsazené hřídelové těsnění pozice 3 a o-kroužek pozice 4. Na druhé straně je osazení pro ložiska pozice 5 a 6, která jsou proti axiálnímu pohybu zajištěna přírubou pozice 7 z materiálu 11 523.1 opatřenou hřídelovým těsněním pozice 8 a o-kroužkem pozice 9 zamezujícím uniku maziva. Příruby jsou k pojezdovému kolu přišroubovány šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem pozice 10 a pojištěny pružnou podložkou pozice 11.



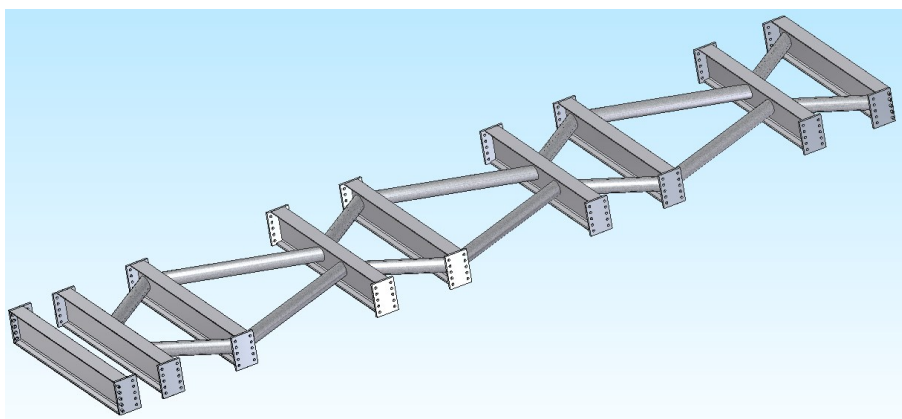
Obr. 27 Pojezdové kolo vnější.

Středový páteřový rám je zhotoven z I profilu 300 dle DIN 1025 z materiálu S355J2G3. Na koncích profilu jsou přivařeny lícované desky z materiálu 11 523.1 s otvory, které přesně zapadají do desek na nosnících pojezdových kol. Středem nosníku procházejí dvě trubky o rozměrech trubky $\varnothing 159 \times 8$. Pro zvýšení tuhosti rámu v místě, kde se opírá přímočarý hydraulický motor, je uprostřed rámu přidána ještě jedna trubka $\varnothing 159 \times 8$. Mezi druhým a třetím nosníkem jsou dvě šikmo seříznuté trubky rozměru $\varnothing 121 \times 8$. Na čele rámu je přivařená deska pro uchycení přímočarého hydraulického motoru.



Obr. 28 Středový páteřový nosník pro spodní rám.

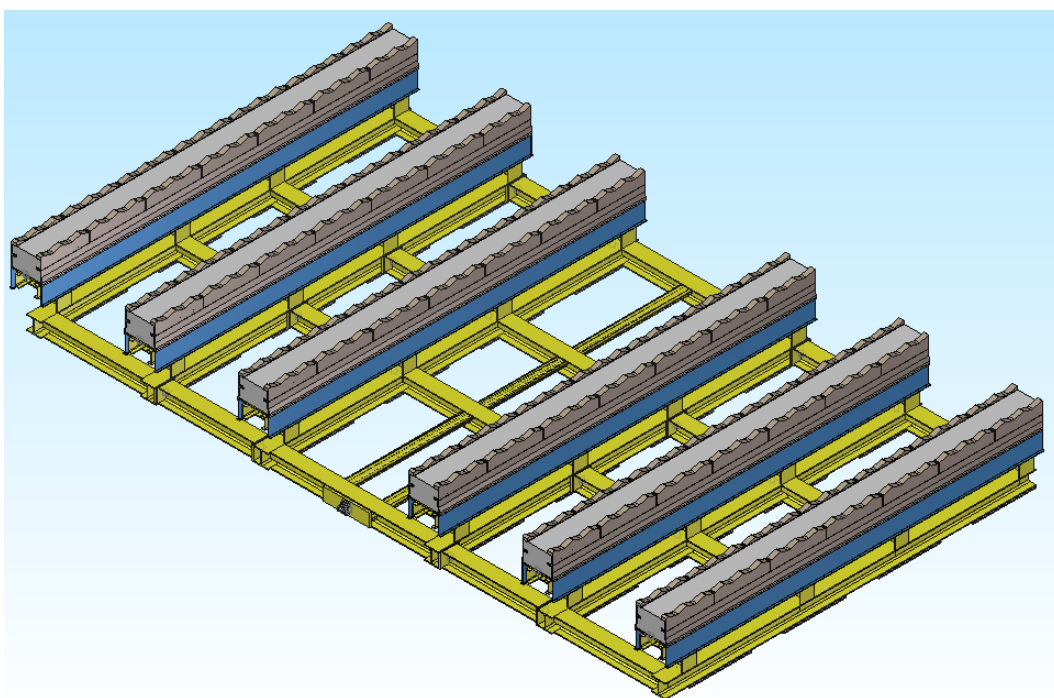
Boční páteřový rám je zhotoven stejným způsobem jako rám středový, pouze jeho středem neprocházejí výše zmíněné trubky.



Obr. 29 Boční páteřový rám.

4.3 Vrchní rám

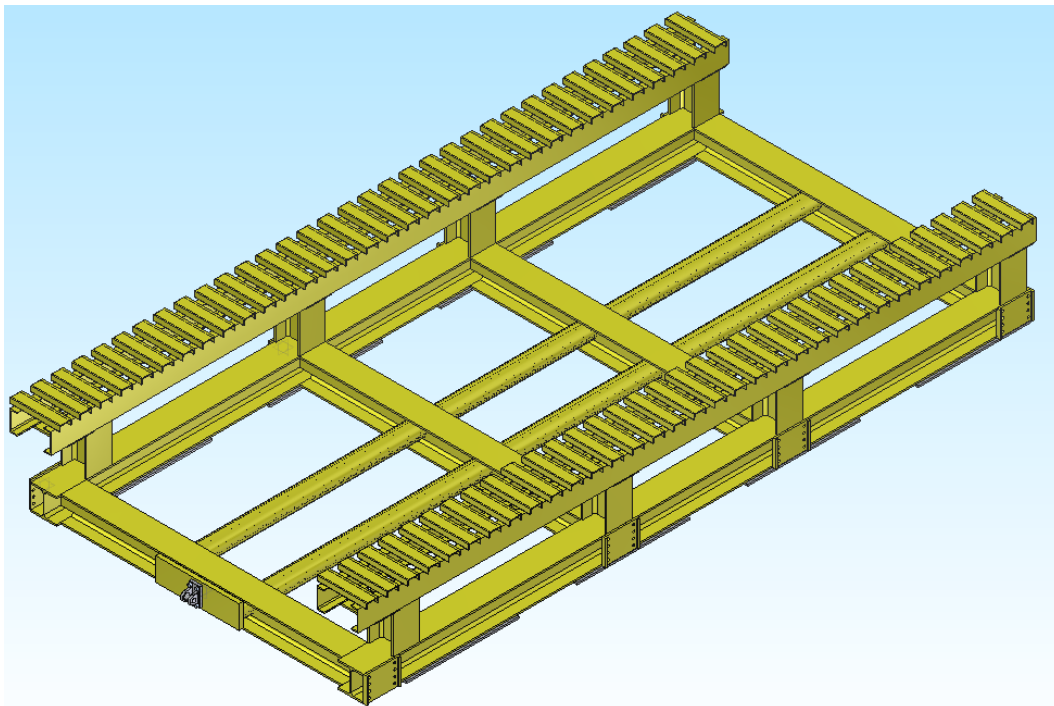
Vrchní rám na Obr. 30 je složený ze středového rámu (Obr. 31) a dvou rámců bočních, zobrazeno na Obr. 32. Středový rám je k bočním rámcům připojený propojovacími nosníky, viz Obr. 33. Horní část rámu je zakrytá žáru odolnými trámcí, jak je zobrazeno na Obr. 34.



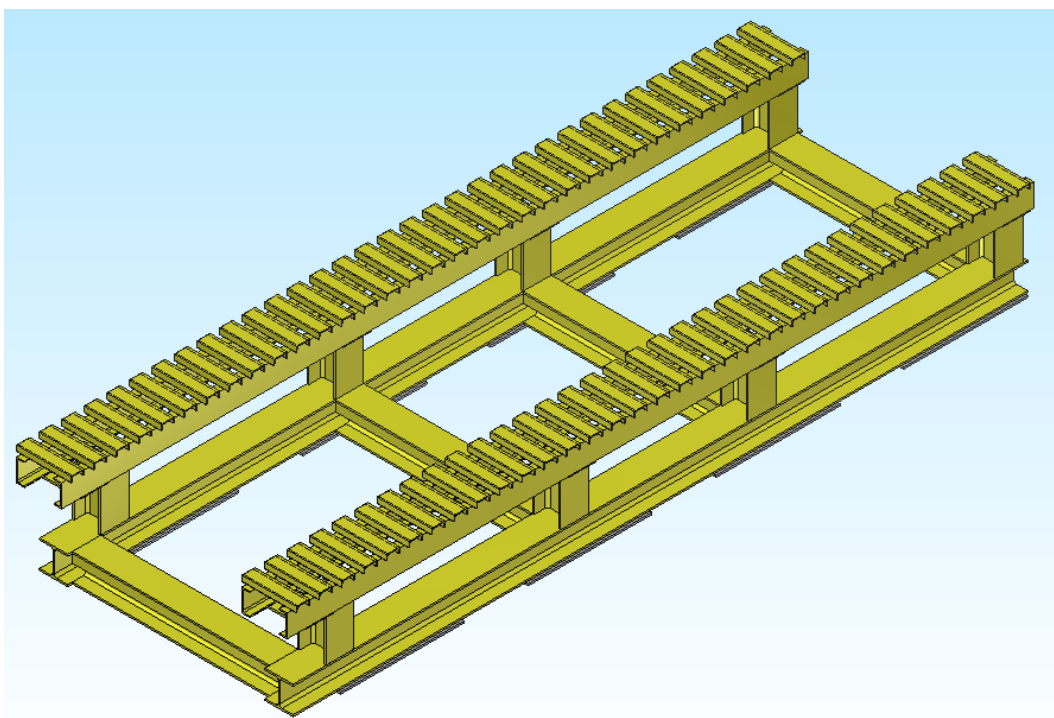
Obr. 30 Vrchní rám.

Spodní část středového rámu je zhotovena z profilu HEB 300 dle DIN 1025 z materiálu S355J2G3, vzájemně k sobě svařených a uprostřed propojených trubkou pro zvýšení tuhosti rámu. Kolmo vzhůru je přivařeno osm HEB profilů, jež jsou ukončeny ocelovou deskou z materiálu 11 523.1 o tloušťce 20 mm. Na deskách jsou podélně přivařeny U profily velikosti 240 mm z materiálu 11 523.1 dle ČSN 42 5570. Na vrchní části U profilu 240 jsou kolmo přivařené profily U 140 s otvory pro uchycení žáru odolných trámů. V čelní části rámu je umístěna ocelová deska pro uchycení přímočarého hydraulického motoru.

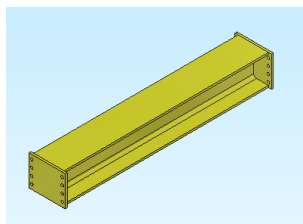
Na spodní část vrchního rámu jsou našroubovány desky pro pojezdová kola. Boční rám je zhotoven stejným způsobem, liší se pouze šířkou a nemá uprostřed desku s trubkami pro uchycení přímočarého hydromotoru.



Obr. 31 Středový rám.

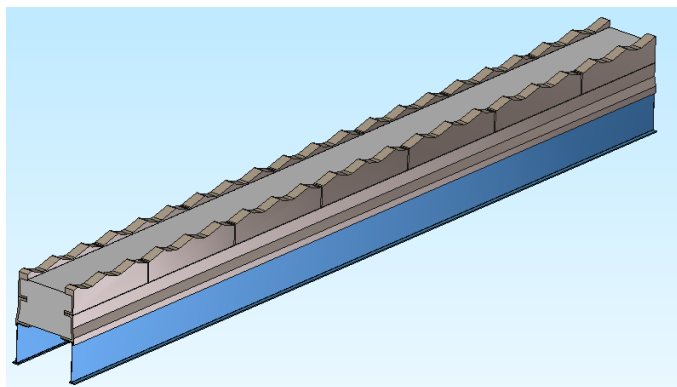


Obr. 32 Boční rám.

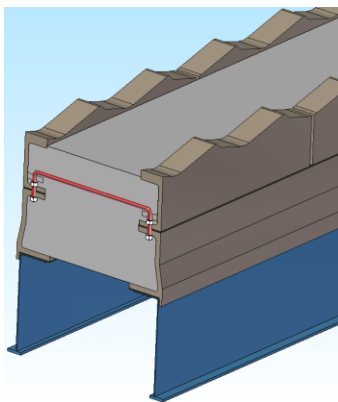


Obr. 33 Propojovací nosník.

Žáru odolný trámec slouží k přímé manipulaci s trubkami a zároveň chrání krokovací mechanismus před působením tepla. Trámec se skládá z odlitků z žárupevné oceli, mezi které je vylit žárobeton. Vrchní část tvoří krátké segmenty zobrazené na Obr. 36, které jsou přišroubovány na dlouhých lištách též odlitých z žárupevné oceli, vzájemně od sebe izolovaných keramickým papírem tloušťky 5 mm. Segmenty s lištami jsou za účelem dosažení vyšší tuhosti propojené ocelovým táhlem, detailně zobrazeným na Obr. 35. Na spodní část je přišroubován břít, který je zhotoven z plechu 17 251.0 a svým nořením do žlabu s proudící vodou slouží jako tepelný štít.

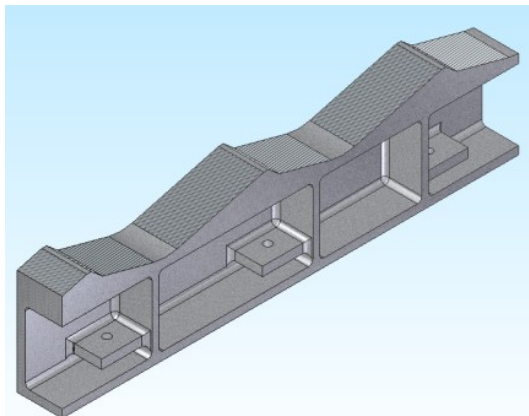


Obr. 34 Žáru odolný trámec pro přímý kontakt s trubkami.



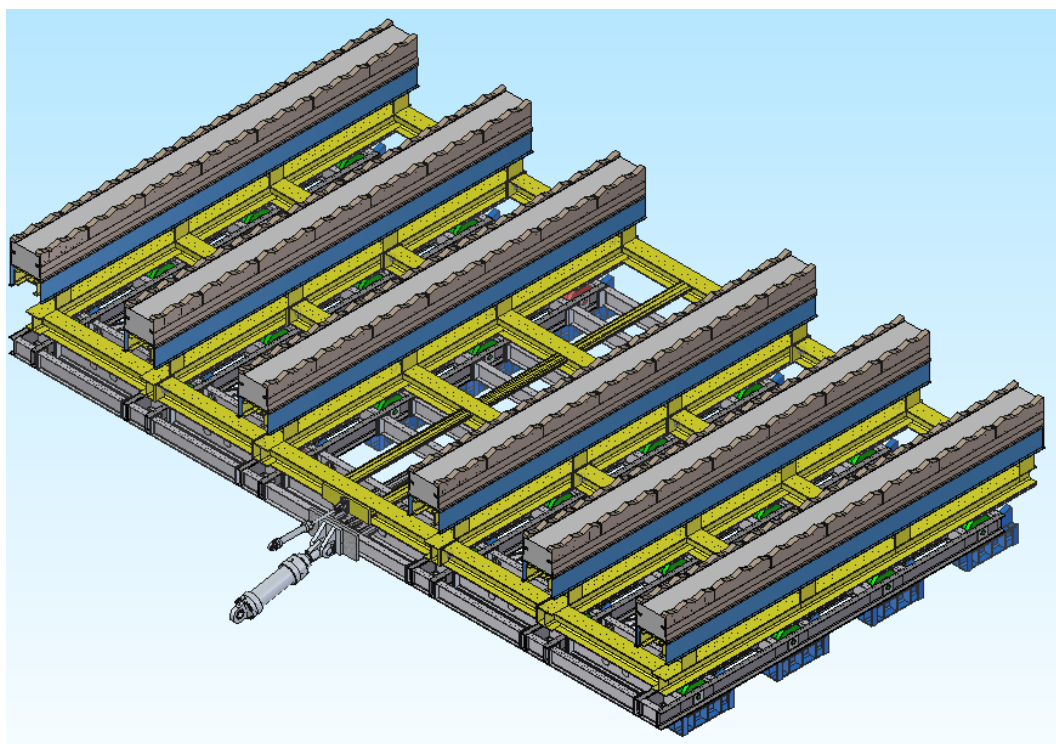
Obr. 35 Detail propojení segmentu.

Segment je zhotoven jako odlitek z žáruvzdorné oceli odolávající teplotě až 1 150°C. [9]



Obr. 36 Detailní zobrazení odlitku segmentu.

Pohled na navržené krokovací zařízení, červeně jsou zobrazena vodící kola.

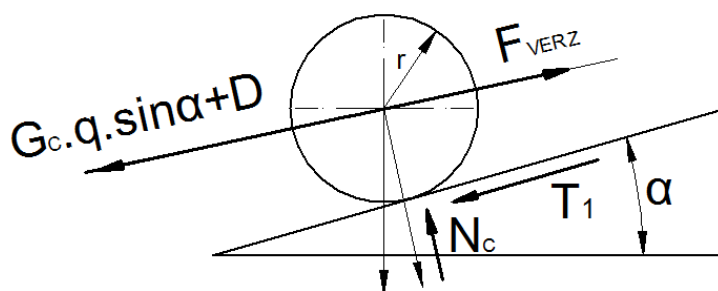


Obr. 37 Kompletní krokovací mechanismus.

5 Výpočty pro návrh zařízení

5.1.1 Výpočet síly pro vertikální zdvih

Výpočet potřebné síly pro přesunutí spodního rámu, zároveň je nutná pro dosažení do výpočtu při návrhu přímočarého hydraulického motoru. Na základě této hodnoty bude navržen přímočarý hydraulický motor pro zdvih.



Obr. 38 Zobrazení rozkladu sil působících na břemeno na nakloněné rovině.

F_{VERZ}	=	síla pro vertikální zdvih	[N]	
T_1	=	odpor kola pro zdvih	[N]	str. 255 [6]
G_C	=	hmotnost celková = 250 000	[kg]	
g	=	gravitační zrychlení = 9,81	[m·s ⁻²]	
a	=	zrychlení = 0,032	[m·s ⁻²]	
α	=	uhel sklonu dráhy= 16	[°]	
D	=	D'Alembertová síla = $m \cdot a$	[N]	
m	=	hmotnost = G_C	[kg]	
F_{VERZ}	>	$(G_C \cdot g \cdot \sin\alpha) + T_1 + (G_C \cdot a) =$	[N]	(5.1)
F_{VERZ}	>	$(250\,000 \cdot 9,81 \cdot \sin 16) + (43\,225,3) +$		
		$+(250\,000 \cdot 0,032) = 727\,225,92$	[N]	

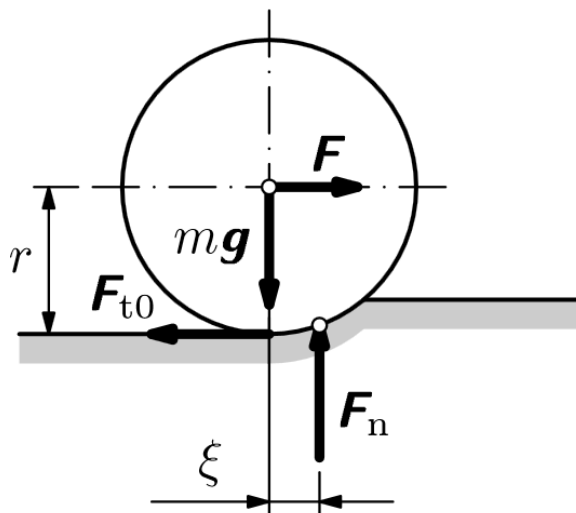
5.1.2 Výpočet síly pro horizontální posuv

Výpočet síly pro horizontální přesouvání vrchního rámu, zároveň je nutná pro dosazení do výpočtu při návrhu přímočarého hydraulického motoru. A na základě této hodnoty bude navržen přímočarý hydraulický motor pro posuv.

$$\begin{aligned}
 F_{\text{HORP}} &= \text{síla pro horizontální posuv} && [\text{N}] \\
 T_2 &= \text{odpor kola pro pojezd} && [\text{N}] \quad \text{str. 255} \quad [6] \\
 G_V &= \text{hmotnost vrchního rámu} = 110\,000 && [\text{kg}] \\
 Q &= \text{hmotnost vsázky} = 100\,000 && [\text{kg}] \\
 g &= \text{gravitační zrychlení} = 9,81 && [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \\
 a &= \text{zrychlení} = 0,032 && [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \\
 \alpha &= \text{úhel} = 0 && [^\circ] \\
 D &= \text{D'Alambertová síla} = m \cdot a && [\text{N}] \\
 m &= \text{hmotnost} = Q + G_V && [\text{kg}] \\
 F_{\text{HORP}} &> ((Q + G_V) \cdot g \cdot \sin \alpha) + T_2 + ((Q + G_V) \cdot a) = && [\text{N}] \quad (5.2) \\
 F_{\text{HORP}} &> ((100\,000 + 110\,000) \cdot 9,81 \cdot \sin 0) + 27\,930,2 + \\
 &+ ((100\,000 + 110\,000) \cdot 0,032) = 34\,650,2 && [\text{N}]
 \end{aligned}$$

5.1.3 Výpočet valivého odporu kola pro zdvih

Tento výpočet je potřebný pro dosazení do vztahu pro výpočet síly potřebné pro přesunutí spodního rámu Obr. 19.



Obr. 39 Orientační schéma pro výpočet valivého odporu.

T_1 = odpor kola pro zdvih [N] str. 255 [6]

G_S = hmotnost spodního rámu = 40 000 [kg]

G_V = hmotnost vrchního rámu = 110 000 [kg]

G_C = hmotnost celková = 250 000 [kg]

Q = hmotnost vsázky = 100 000 [kg]

g = gravitační zrychlení = 9,81 [$m \cdot s^{-2}$]

ξ = součinitel valivého tření = 0,0006 [m] str. 255 [6]

D_1 = průměr kola = 0,4 [m]

r_{ξ} = poloměr čepu = 0,045 [m]

f_{ξ} = součinitel čepového tření = 0,018 [-] str. 255 [6]

χ = součinitel přídavných odporů = 2,5 [-] str. 256 [6]

$$T_1 = \frac{G_C \cdot g}{\frac{D_1}{2}} \cdot (\xi + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \chi \quad [N] \quad (5.3)$$

$$T_1 = \frac{(100\,000 + 150\,000) \cdot 9,81}{\frac{0,4}{2}} \cdot$$

$$\cdot (0,0006 + 0,018 \cdot 0,045) \cdot 2,5 = 43\,225,3 \quad [N]$$

5.1.4 Výpočet valivého odporu kola pro pojezd

Tento výpočet je potřebný pro dosazení do vztahu pro výpočet síly potřebné pro přesunutí vrchního rámu Obr. 30.

T_2	= odpor kola pro pojezd	[N]	str. 255	[6]
G_S	= hmotnost spodního rámu = 40 000	[kg]		
G_V	= hmotnost vrchního rámu = 110 000	[kg]		
G_C	= hmotnost celková = 250 000	[kg]		
Q	= hmotnost vsázky = 100 000	[kg]		
g	= gravitační zrychlení = 9,81	[m·s ⁻²]		
ξ	= součinitel valivého tření = 0,0006	[m]	str. 255	[6]
D_2	= průměr kola = 0,52	[m]		
r_{ξ}	= poloměr čepu = 0,045	[m]		
f_{ξ}	= součinitel čepového tření = 0,018	[-]	str. 255	[6]
χ	= součinitel přídavných odporů = 2,5	[-]	str. 256	[6]

$$T_2 = \frac{(G_V + Q) \cdot g}{\frac{D_2}{2}} \cdot (\xi + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \chi \quad [N] \quad (5.4)$$

$$T_2 = \frac{(110\,000 + 100\,000) \cdot 9,81}{\frac{0,52}{2}} \cdot$$

$$\cdot (0,0006 + 0,018 \cdot 0,045) \cdot 2,5 = 27\,930,2 \quad [N]$$

5.1.5 Výpočet parametrů hydr. přímočarého motorů pro vertikální zdvih

Pro výpočet průměru pístu jsem si upravil rovnici pro výpočet tlaku.

$$F_{\text{VERZ}} = \text{síla pro vertikální zdvih} \quad [\text{N}]$$

$$F = \text{síla} \quad [\text{N}]$$

$$S = \text{plocha} \quad [\text{m}^2]$$

$$p = \text{tlak} \quad [\text{MPa}]$$

$$D_{\text{PST1}} = \text{průměr pístu pro vertikální zdvih} \quad [\text{mm}]$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot D_{\text{PST1}}^2}{4}} \Rightarrow D_{\text{PST1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad [\text{mm}] \quad (5.5)$$

$$D_{\text{PST1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{VERZ}}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 727\,226}{\pi \cdot 22}} = 205,15 \quad [\text{mm}]$$

$$\text{Nejbližší rozměr pístu je dle katalogu } \varnothing 210 \quad [\text{mm}] \quad [12]$$

5.1.6 Výpočet parametrů hydr. přímočarých motorů pro horizontální posuv

F_{HORP} = síla pro horizontální posuv [N]

D_{PSTH} = průměr pístu pro horizontální posuv [mm]

d_{PSTNH} = průměr pístnice pro horizontální posuv [mm]

F = síla [N]

S = plocha [m^2]

p = tlak [MPa]

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot D_{\text{pst}}^2}{4}} \Rightarrow D_{\text{pst}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad [\text{mm}] \quad (5.6)$$

$$D_{\text{PSTH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{HORP}}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 34\,650,2}{\pi \cdot 22}} = 44,78 \quad [\text{mm}]$$

Nejbližší vyšší rozměr pístu je Ø 50. Motor však musí vyvodit stejnou sílu i ze strany pístnice, proto jsem zvolil píst Ø 80, který má pístnici Ø 56. Nyní je tedy nutno spočítat plochu průřezu mezikruží a porovnat ji s plochou průřezu pístu.

$$\frac{\pi \cdot D_{\text{PSTH}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{PSTNH}}^2}{4} \geq \frac{\pi \cdot D_{\text{PSTH}}^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (5.7)$$

$$\frac{\pi \cdot 80^2}{4} - \frac{\pi \cdot 56^2}{4} \geq \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \quad [\text{mm}^2]$$

$$2563,54 \geq 1963,5 \quad [\text{mm}^2]$$

Podmínka je splněna, volím přímočarý hydraulický motor s průměrem pístu Ø 80 mm a průměrem pístnice Ø 56 mm. [12]

5.2 Výpočet zatížení na jedno kolo

Pro výpočet zatížení jednoho kola zavádím zjednodušující předpoklad rovnoměrného rozložení zatížení na všechna kola.

5.2.1 Síla na vnější kolo

$$F_{kvne} = \text{síla na vnější kolo} \quad [\text{N}]$$

$$Q = \text{hmotnost vsázky} = 100\,000 \quad [\text{kg}]$$

$$G_V = \text{hmotnost vrchního rámu} = 110\,000 \quad [\text{kg}]$$

$$n_{vne} = \text{počet kol vnějších} = 48 \quad [\text{ks}]$$

$$g = \text{gravitační zrychlení} = 9,81 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$F_{kvne} = \frac{(Q+G_V) \cdot g}{n_{vne}} = \frac{(100\,000+110\,000) \cdot 9,81}{48} = 42\,919 \quad [\text{N}] \quad (5.8)$$

$$\text{Na vnější kolo působí síla} \quad 42\,919 \quad [\text{N}]$$

Síla na vnější kolo \leq maximální únosnost kola.

Tyto hodnoty budou dále použity pro porovnání zatížení.

5.2.2 Síla na vnitřní kolo

$$F_{kvni} = \text{síla na vnitřní kolo} \quad [\text{N}]$$

$$Q = \text{hmotnost vsázky} = 100\,000 \quad [\text{kg}]$$

$$G_V = \text{hmotnost horního rámu} = 110\,000 \quad [\text{kg}]$$

$$G_S = \text{hmotnost spodního rámu} = 40\,000 \quad [\text{kg}]$$

$$G_c = \text{hmotnost celková} = 250\,000 \quad [\text{kg}]$$

$$n_{vni} = \text{počet kol vnitřních} = 24 \quad [\text{ks}]$$

$$g = \text{gravitační zrychlení} = 9,81 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$G_c = (Q+G_V+G_S) \quad [\text{kg}]$$

$$F_{kvni} = \frac{(G_c) \cdot g}{n_{vni}} = \frac{(250\,000) \cdot 9,81}{24} = 102\,188 \quad [\text{N}] \quad (5.9)$$

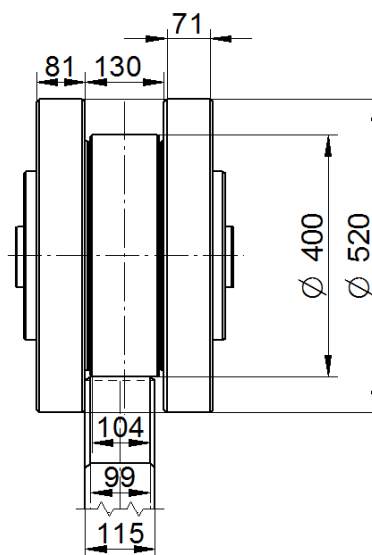
$$\text{Na vnitřní kolo působí síla} \quad 102\,188 \quad [\text{N}]$$

Síla na vnitřní kolo \leq maximální únosnost kola.

Tyto hodnoty budou dále použity pro porovnání zatížení.

5.3 Výpočet pojízďejících kol

V důsledku čerpání podkladů ze starší literatury převádím hodnoty z tabulek na jednotky (SI) podle [6], str. 17. Pro výpočet volím kladku pojezdovou.



Obr. 40 Pojezdové kolo.

5.3.1 Výpočet únosnosti kola pro vertikální zdvih - kolo vnitřní

K_{\max} = maximální únosnost kola [N]

$K_{\max.} = k \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot f_n$ str. 185 [N] (5.10) [6]

k = součinitel závislý na materiálu a druhu provozu [MPa]

k = volím z Tab. III-43 Str. 185 hodnota 80 [kp/cm²]

převádím na =7,8 [MPa] [6]

D_1 = průměr kola =400 [mm]

b_1 = účinná šířka =104 [mm]

f_n = součinitel počtu otáček [-]

volím 1,5 Tab. III-44 Str. 185 [6]

$K_{\max.} = 7,84 \cdot 400 \cdot 104 \cdot 1,5 = 489\,216$ [N]

$K_{\max.} \geq F_{kvi}$ [N]

489 216 \geq 102 188 [N] Vyhovuje.

5.3.2 Výpočet únosností kola pro posuv - kolo vnější

K_{\max} = maximální únosnost kola [N]

$$K_{\max.} = k \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot f_n \quad \text{str. 185} \quad [N] \quad (5.10) \quad [6]$$

k = součinitel závislý na materiálu a druhu provozu [MPa]

k = volím z Tab. III-43 Str. 185 hodnota 80 [kp/cm²]

převádím na 7,8 [MPa]

D_2 = průměr kola 520 [mm]

b_2 = účinná šířka 71 [mm]

f_n = součinitel počtu otáček volím 1,5 Tab. III-44 Str. 185 [6]

$$K_{\max.} = 7,84 \cdot 520 \cdot 71 \cdot 1,5 = 434\,179 \quad [N]$$

$$K_{\max.} \geq F_{kvne} \quad [N]$$

$$434\,179 \geq 42\,919 \quad [N] \quad \text{Vyhovuje.}$$

5.4 Kontrolní výpočet hřídele

Jelikož je hřídel nejvíce zatěžovanou součástí v navrhované konstrukci, je nutno ověřit, zdali je správně dimenzována a pevnostně vyhovuje. Proto bude hřídel spočítána jednak analytickým způsobem, jednak numericky pomocí metody konečných prvků.

5.4.1 Výpočet hřídele na ohyb

$$\delta = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (5.11)$$

$$\delta = \frac{10\,831\,928}{71\,562,25} = 151,36 \quad [\text{MPa}]$$

$$M_o = F_1 \cdot r_0 \dots \text{ohybový moment} \quad [\text{Nm}]$$

$$M_o = 102\,188 \cdot 0,106 = 10\,831,9 \quad [\text{Nm}]$$

$$M_o = 102\,188 \cdot 106 = 10\,831\,928 \quad [\text{Nmm}]$$

$$W_o = \dots \text{modul průřezu v ohybu pro trubku str. 14} \quad [\text{mm}^3] \quad [7]$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_h^4 - d_h^4)}{D} \quad [\text{mm}^3] \quad (5.12)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(90^4 - 9^4)}{90} = 71\,562,25 \quad [\text{mm}^3]$$

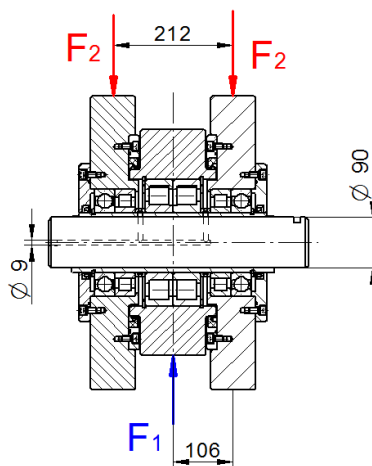
$$r_0 = \text{rameno} = 106 \quad [\text{mm}]$$

$$D_h = \text{vnější průměr hřídele} = 0,090 \quad [\text{m}]$$

$$d_h = \text{vnitřní průměr hřídele} = 0,009 \quad [\text{m}]$$

$$F_{kvni} = F_1 = \text{zatížení na vnitřní kolo} = 102\,188 \quad [\text{N}]$$

$$F_2 = \frac{F_1}{2} = \frac{102\,188}{2} = 51\,094 \quad [\text{N}]$$



Obr. 41 Schéma pro výpočet ohybového napětí hřídele

5.5 Pevnostní analýza

Pro pevnostní (statickou) analýzu jsem použil školní verzi programu Autodesk Inventor Professional 2014, jež umožňuje provádět základní MKP analýzy. Dále budu používat zkratku AIP. Předem bych rád upozornil, že tento modul pevnostní analýzy není plnohodnotným výpočetním nástrojem, nicméně postačí pro potřeby konstruktéra, jež by si rád ověřil, zda se při navrhování nedopustil nějaké chyby, popřípadě si může ověřit, zdali navržená konstrukce není předimenzována a získat tak vynikající zpětnou vazbu pro další konstruování.

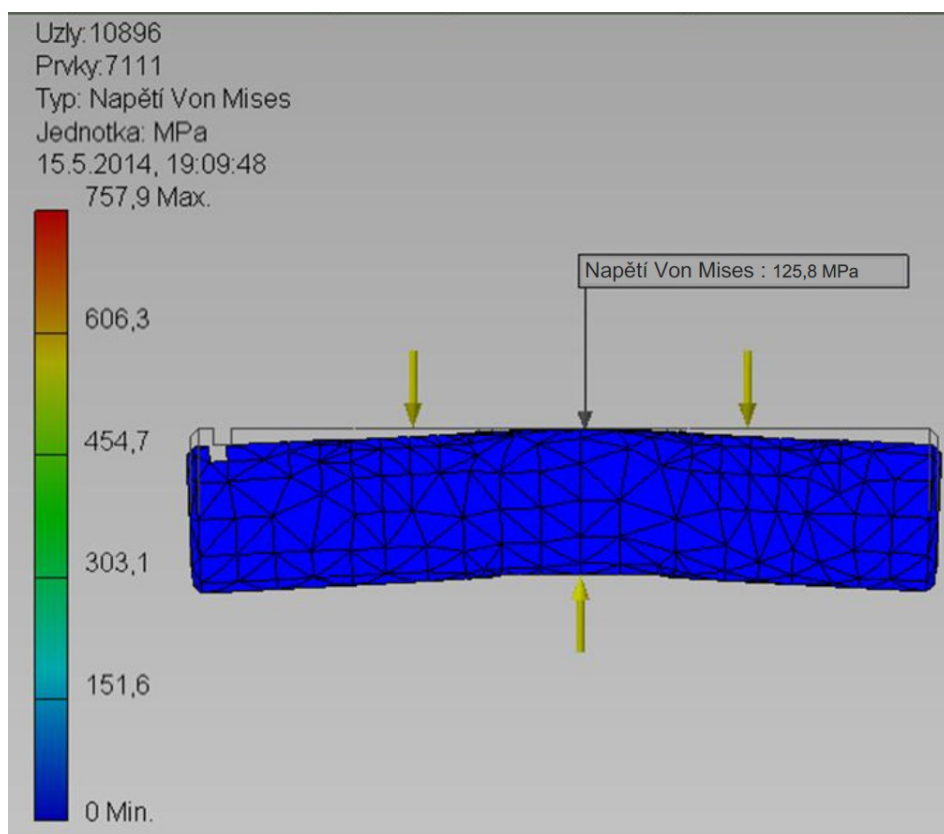
Pro účely pevnostní analýzy jsem vybral hřídel jakožto nejvíce zatěžovanou součást. Hřídel jsem namodeloval ve 3D parametrickém CAD systému Solid Edge ST4, poté převedl do formátu „step“ za účelem synchronizace s programem AIP. Po načtení modelu do programu.

Nejvyšší reálné redukované napětí v hřídeli je v místě největšího ohybu a nabývá hodnoty 22 MPa, ačkoli na Obr. 42 je uvedena hodnota maximálního napětí 757,9 MPa. Tato hodnota je však tzv. napětíovou špičkou vzniklou v místech, kde byly aplikovány okrajové podmínky (zatížení) a neodpovídá skutečnosti. Pro hlubší a přesnější analýzu by bylo vhodné dále zpřesnit zadání okrajových podmínek, což však vyžaduje použití sofistikovanějšího výpočtového prostředí. Detailní pevnostní analýza však není předmětem této práce a pro základní kontrolu zvolené součásti je provedená analýza dostačující.

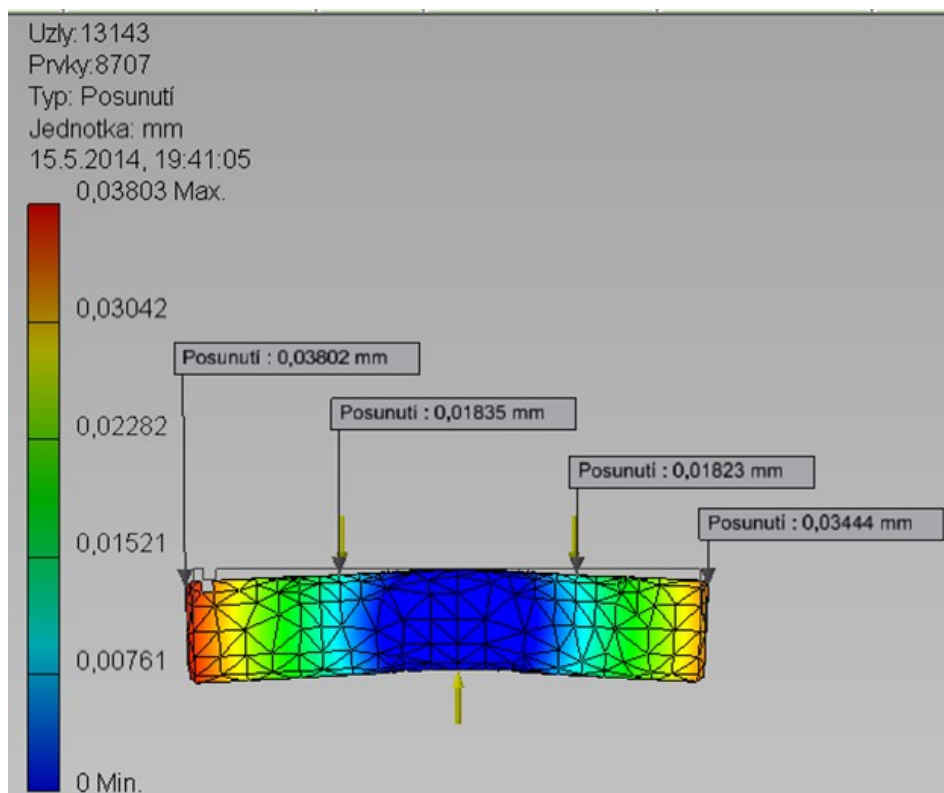
Výsledná hodnota deformace hřídele 0,03 mm svědčí o vysoké tuhosti hřídele a jejím správném dimenzování, jak vyplývá z Obr. 43.

Nyní bych několika větami shrnul postup při pevnostní analýze. Zhotovení virtuálního modelu a upravení modelu pro zadání okrajových podmínek. Převedení modelů do formátu „step“. Otevření modelu v programu Inventor Professional 2014. Přejít do modulu pevnostní analýza tento modul se nachází na kartě systémové prostředí, po spuštění se objeví kontextová karta, zde se nachází potřebné příkazy. Vytvoření nové simulace. Nastavení materiálu v modelu, simulace vazeb zvolení pevná vazba. Provedení zatížení hřídele, hřídel je zatížen z horní části hřídel jsem zatížil dvěma silami, které jsem vypočítal, po zaokrouhlení = 51 100 N. Ze spodní části jsem hřídel zatížil součtem zatěžujících sil

z horní části $51\,100 \cdot 2 = 102\,200 \text{ N}$. Následně jsem definoval vektor gravitačního zatížení. Model jsem pokryl sítí, aby bylo možno sledovat síť ve vztahu ke geometrickým tvarům modelu. Následně jsem spustil simulaci a po proběhnutí simulace jsem do vykresleného schématu umístil sondy do míst, kde jsem chtěl ověřit hodnoty simulace. Následně jsem upravil měřítko modelu pro účel grafické prezentace. Zobrazené výsledky jsem vložil do mé bakalářské práce, viz Obr. 42 a Obr. 43.



Obr. 42 Statická analýza hřídele – redukované napětí dle hypotézy Von Mises.



Obr. 43 Deformace hřídele.

Závěr

Dle zadání byl proveden koncepční návrh krokovacího zařízení pro přesun trubek v krokovací peci. Při konstruování byl kladen důraz na snadnou vyrobitelnost, jednoduchost konstrukce při splnění všech požadovaných parametrů a v neposlední řadě na nízkou pořizovací cenu navrženého díla. Z tohoto důvodu je naprostá většina konstrukčních dílů, u nichž je nezbytné nerozebíratelné spojení pomocí svarů, navržena z běžně dostupných materiálů se zaručenou svařitelností. Jednotlivé konstrukční uzly jsou navrženy tak, aby byla zaručena jejich snadná manipulace, přeprava k zákazníkovi a finální montáž na místě. Důraz byl také kladen na přenos zatížení tvarovým stykem stejně jako na unifikaci jednotlivých rozhraní, která umožňují jednoduchou záměnu původně navrženého dílce za součást jiného dodavatele. Je možno říci, že navržené dílo bude dobře sloužit zamýšlenému účelu.

Seznam použitých pramenů

- [1] Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2183-horaky-pro-spalovani-zemniho-plynu-iii>
- [2] Dostupné z: <http://www.fivesgroup.com/FivesStein/FR/Expertise/Acier/Produits/FoursPourProduitsLongs/Pages/Fourspourproduitslongs.aspx>
- [3] Dostupné z: <http://www.dalbenspa.com/en/products.php>
- [4] Dostupné z: http://www.yzleader.com/cn/product_show.asp?id=21&action=p257
- [5] Dostupné z: <http://www.google.nl/patents/US4427371>
- [6] REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F.: *Jeřáby – 1.díl*, 2. vydání. Praha, SNTL 1975. 648s
- [7] HALAMA, Radim a kol. Pružnost a pevnost. [online]. [cit 2014-04-30].
Dostupné z: <http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/339/.content/files/SkriptaPaP.pdf>
- [8] PROCHÁZKA, Lukáš. Technická dokumentace. [online]. [cit 2014-04-30].
Dostupné z: http://www.sps-prosek.cz/soubory/M/TD/TD-geometricke_tolerance.pdf
- [9] SVAŘOVÁNÍ KOVŮ V PRAXI: Austenitické vysokolegované žáruvzdorné oceli. VERLAG DASHÖFER, SPOL. S R.O. [online]. [cit 2014-04-30].
Dostupné z: http://www.dashofer.cz/download/pdf/svk/svk_ukazka1.pdf
- [10] Podklady získané ze společnosti VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s., oddělení Konstrukce a projekce.
- [11] Furbacher I. a kolektiv. *Lexikon technických materiálů*. Verlag Dashofer – Odborné nakladatelství technické literatury. Praha 2001.
- [12] Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/ics/content/UpToDate/PDF/re17338_2013-07.pdf#page=51
- [13] Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [14] Dostupné z: http://www.midol.cz/files/Katalogy/Pojistn_krouky.pdf

Seznám obrázku

Obr. 1 Rekuperační hořák [1].....	3
Obr. 2 Umístění krokovacího mechanismu pod pecí. [2].....	4
Obr. 3 Netradičně řešený krokovací mechanismus. [3]	4
Obr. 4 Nejčastěji používaný krokovací mechanismus. [4].....	5
Obr. 5 Krokovací mechanismus vhodný pro menší zatížení. [5]	5
Obr. 6 Přímocharý motor pro vertikální zdvih.[10]	6
Obr. 7 Krokovací pec.	10
Obr. 8 Pohled na vodní clonu včetně izolace.	11
Obr. 9 Krokovací zařízení pomocí pákového mechanismu. [10].....	12
Obr. 10 Výchozí studie krokování. [10].....	12
Obr. 11 Návrh zdvihu řešený čtyřmi vertikálně umístěnými motory.....	13
Obr. 12 Sloup osazený vodícími kladkami.	13
Obr. 13 Částečný řez zobrazený přímocharý motor pro horizontální pohyb.	14
Obr. 14 Výchozí návrh - varianta 3[10].	14
Obr. 15 Prvotní návrh.	15
Obr. 16 Finální návrh pro konstrukční řešení.....	15
Obr. 17 Základový rám	16
Obr. 18 Pojezdová dráha	16
Obr. 19 Spodní rám	17
Obr. 20 Nosník pojezdových kol levý, nosník pravý je vyrobený zrcadlově.	18
Obr. 21 Nosník pojezdových kol středový.....	18
Obr. 22 Nosník pojezdových kol středový s pojezdovými koly.	18
Obr. 23 Pojezdové kolo.	19
Obr. 24 Dutá hřídel.....	20
Obr. 25 Pojezdové kolo vnitřní.	20
Obr. 26 Rozpěrný kroužek.	21
Obr. 27 Pojezdové kolo vnější.	21
Obr. 28 Středový páteřový nosník pro spodní rám.	22
Obr. 29 Boční páteřový rám.	22
Obr. 30 Vrchní rám.	23

Obr. 31 Středový rám.	24
Obr. 32 Boční rám.	24
Obr. 33 Propojovací nosník.	25
Obr. 34 Žáru odolný trámec pro přímý kontakt s trubkami.	25
Obr. 35 Detail propojení segmentu.	25
Obr. 36 Detailní zobrazení odlitku segmentu.	26
Obr. 37 Kompletní krokovací mechanismus.	26
Obr. 38 Zobrazení rozkladu sil působících na břemeno na nakloněné rovině.	27
Obr. 39 Orientační schéma pro výpočet valivého odporu.	29
Obr. 40 Pojezdové kolo.	34
Obr. 41 Schéma pro výpočet ohybového napětí hřídele	36
Obr. 42 Statická analýza hřídele – redukované napětí dle hypotézy Von Mises.	39
Obr. 43 Deformace hřídele.	39

Přílohy:

Příloha A	Materiálový list pro ocel 15 260.7	[11]
Příloha B	Technická data přímočarého motoru pro vertikální zdvih	[12]
Příloha C	Technická data přímočarého motoru pro horizontální posuv	[12]
Příloha D	Technická data ložiska 6221	[13]
Příloha E	Technická data ložiska NU 221 ECJ	[13]
Příloha F	Technická data ložiska NJ 321 ECP	[13]
Příloha G	Technická data těsnění 260 x 300 x 16 HDS2 R	[13]
Příloha H	Technická data těsnění 105x130x12 HMSA10 V	[13]
Příloha CH	Tolerance úložné díry pro hřídelové těsnění	[13]
Příloha I	Technická data DIN 471 pojistné kroužky pro hřídele	[14]
Příloha J	Technická data DIN 472 pojistné kroužky pro díry	[14]
Příloha K	Krokovací mechanismus-rámy JAN-034-050 100	
Příloha L	Pojezdové kolo vodicí JAN-034-052 400	
Příloha M	Vodicí kolo vnější JAN-034-052 403	

ČSN 41 5260		Mn-Cr-V ocel			OCEL			
STN 41 5260		k zušlechťování			15 260			
Chemické složení [hm. %]								
C	Mn	Si	Cr	V	Ni	P	S	
0,47–0,55	0,70–1,00	0,15–0,40	0,90–1,20	0,10–0,20	max 0,30	max 0,035	max 0,035	
Polotovary								
[1] předvalky				[5] plechy tenké válcované za tepla				
[2] tyče válcované za tepla				[6] plechy tlusté válcované za tepla				
[3] tyče tažené za studena				[7] výkovky				
[4] dráty tažené za studena				[8] trubky bezešvé tvářené za tepla				
Mechanické vlastnosti								
Polotovary	[1]							
Rozměr t, d [mm]	40 ¹⁾			≤16	16–40	40–100	100–160	160–200
Stav	.6	.7	.8	.6				
Mez kluzu R _e nebo R _p 0,2 [MPa] min	635	735	1180	900	800	700	650	600
Mez pevnosti R _m [MPa]	785–930	885–1030	1370–1670	1100–1300	1000–1200	900–1100	850–1000	800–950
Tažnost A ₅ [%] min	14	12	8	9	10	11	12	13
Kontrakce Z [%] min	50	45	–	40	45	50	50	50
Vrubová houževnatost KCU 3 [J.cm ⁻²] min	–			podél 35				
Tvrdost HB	235–285	269–317	–	–				
Modul pružnosti E [GPa]	215,7							
Modul pružnosti ve smyku G[GPa]	83,3							
Polotovary	[3]		[5]		[7]			
Rozměr t, d [mm]	40		0,80–2,80		40	≤300	40 ¹⁾	
Stav	.6		.3		.6			.7
Mez kluzu R _e nebo R _p 0,2 [MPa] min	635		–		635	590	735	
Mez pevnosti R _m [MPa]	785–930		max. 785		780–930	785–980	880–1 030	
Tažnost A ₅ [%] min	podél 11		–		podél 14	podél 14 tang. 12	podél 12	
Kontrakce Z [%] min	50		–		50	–	45	
Vrubové houževnatost KCU 3[J.cm ⁻²] min	49		–		59	39	49	
Tvrdost HB	–		max 225		239–285	238–300	269–317	
Teploty [°C]	20	100	200	250	300	350	400	
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa]	785	760	705	670	630	550	460	
za zvýšených teplot:	590	560	515	485	455	415	375	

Fyzikální vlastnosti									
Hustota ρ [kg . m ⁻³]	Měrná tepelná kapacita c_p [J . kg ⁻¹ .K ⁻¹]			Teplotní součinitel roztažnosti α [K ⁻¹]		Tepelná vodivost λ_t [W . m ⁻¹ .K ⁻¹]		Rezistivita ρ [Ω . m]	
7 850	–			12,0.10 ⁻⁶		41		190.10 ⁻⁹	
Odolnost proti degradačním procesům									
ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ									
Mez únavy [MPa]									
R_m [MPa]	při střídavém napětí			při míjivém napětí			v ohybu za rotace (zkuš. tyč)		
	v ohybu	tah–tlak	v krutu	v ohybu	v tahu	v krutu	hladká	vrub 2 mm	vrtání 2 mm
880	450	370	280	700	615	425	450	265	285
780	420	335	250	640	560	380	410	230	260
Technologické údaje									
TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ									
normalizační žíhání	850–890 °C			ochlazovat na vzduchu					
kalení	820–860 °C			ochlazovat do oleje					
popouštění	550–690 °C			ochlazovat do vody, tvarově složité součásti do oleje					
žíhání na měkko	680–720 °C			ochlazovat v peci					
teploty přeměn	$A_{C1} \sim 740$ °C			$A_{C3} \sim 770$ °C		$M_s \sim 260$ °C			
povrchová tvrdost při povrchovém kalení	$\leq \varnothing 40$ mm			60 ± 2 HRC					
	$\varnothing 41$ –100 mm			58 ± 2 HRC					
Nejnižší doporučená teplota použití při $R_m = 980$ MPa při namáhání:									
statickém	– 40°C								
dynamickém	– 20°C (pro KCU 2 [J.cm ⁻²] min 34)								
TVAŘITELNOST									
třída tvařitelnosti za tepla 1	teploty tváření 1 150–850 °C			pomalu ochlazovat					
SVAŘITELNOST									
podle ČSN 05 1310 – obtížná									
OBROBITELNOST			soustružení			frézování, vrtání			
stav .3	HB ≤ 223	12b		11b					
zušl.	HB ≤ 285	10b		10b					
zušl.	HB ≤ 331	9b		9b					
zušl.	HB ≤ 412	8b		8b					
TECHNOLOGICKÉ ZKOUŠKY									
zkouška lámavosti podle ČSN 42 0401									
polotovary [5] [6] do tl. 10 mm			úhel ohybu $\alpha = 90^\circ$			průměr trnu D = 4a			
Použití									
Vhodná pro velmi namáhané strojní součásti silničních motorových vozidel, čepy, pružiny, hřídele, vřetena, poloosy a pístnice.									
Ostatní vlastnosti									
Druh oceli podle způsobu výroby			Barevné značení podle ČSN 42 0010			Třída odpadu podle ČSN 42 0030			
elektroocel, martinská nebo kyslíková konvertorová			bílá–černá–fialová			021			

Porovnání se zahraničními materiály					
ISO		EURO		Německo	
TYPE13	ISO 683/14-73	51CrV4 50CrV4	EN 10083-91 EN 89-71	50CrV4 51CrV4	DIN 17221-84 DIN EN 10083-1-91
Francie		Velká Británie		Rusko	
51CrV4 51CrV4 51CV4	NF A35-571-96 NF EN 10083-1-91 NF A35-571	735A50 735A51 735H51 51CrV4	BS 970/5-72 BS 970/2-88 BS 970/2-88 BS EN 10083-1-91	50Ch FA	GOST 14959-79
USA		Japonsko		Kanada	
Gr.6150 Gr.6150H	ASTM A322-82 ASTM A304	SUP10 SUP10M SUP10CSP	JIS G4801-84 JIS G3311-88 JIS G4802-83	–	–
Itálie		Rakousko		Švédsko	
50CrV4 50CrV4 51CrV4	UNI 8893-86 UNI 3545-80 UNI EN 10083-1-91	–	–	2230	SS 142230
Polsko		Maďarsko		Norsko	
50HF	PN H84032-74	CrV3 51CrV4 CrV3Z	MSZ 61 MSZ 2666 MSZ 6251-87	–	–
Finsko		Švýcarsko		Španělsko	
–	–	–	–	51CrV4 51CrV4	UNE 36015-91 UNE EN 10083-1-91
Austrálie		Čína		Rumunsko	
6150 6150H	AS 1444-86 AS 1444-86	50CrVA	GB 5236-93	51VMnCr11 51VMnCr11AT	STAS 791-88 STAS 8580-88
Bulharsko		Jugoslávie		Belgie	
50ChFA	BDS 6742	Č. 4830 Č. 4830	JUS C.B9.021-89 JUS C.B9.551-84	50CrV4 50CrV4	NBN 253-05-72 NBN 253-02
Poznámky					
1) referenční vzorek					

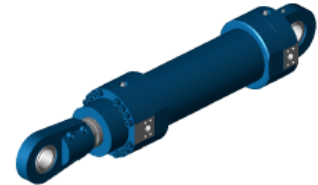
Configuration documentation
Mill type cylinder



Model code CDH3MP5/220/160/700A3X/D22CSEGZEWABY LY = 20 mm

Description

Mode of operation	CD	Single rod cylinder
Range	H3	Range H3
Mounting types	MP5	Self-aligning clevis at cap
Bore diameter	220	D = 220 mm
Piston rod diameter	160	d = 160 mm
Stroke length	700	Stroke length = 700 mm
Design principle	A	Flanged head and cap
Component series	3X	30 to 39 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	D	Flange hole configuration according to ISO 6162 table 2 (SAE 6000 PSI) d3 = 38 c = 79.3 w = 36.5 d1 = M16
Line connection/located at head	2	Right - viewed on the piston rod
Line connection/located at base	2	Right - viewed on the piston rod
Piston rod version	C	Hard chromium-plated
Piston rod end	S	With self-aligning clevis fitted CGAS KK = M120x4 CH = 300 CN = 110
End position cushioning	E	Both sides, adjustable Cushioning length, head side 76 mm Cushioning length, base side 76 mm
Seal version	G	Standard HFC sealing system, max. operating pressure 315 bar (for mineral oil HL, HLP, HFA and water glycol HFC)
Option	Z	Additional options
Proximity switch	E	Inductive proximity switch
Guide rings	W	Without
Screwed coupling	A	Coupling, on both sides
Ball and socket joint option	B	Flange grease nipple DIN3404 Form A
Piston rod extension	Y LY = 20 mm	Piston rod extension LY = 20 mm
Color composition		BR standard primer



Příloha C Technická data přímočarého motoru pro horizontální posuv [12]

Configuration documentation Mill type cylinder

Rexroth
Bosch Group

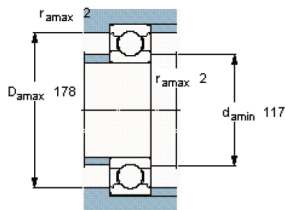
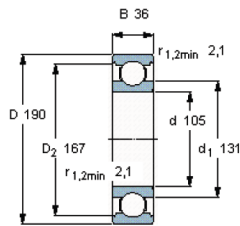
Model code	CDH3MP5/80/56/500A3X/D22CSEGZEWABY LY = 20 mm	
Description		
Mode of operation	CD	Single rod cylinder
Range	H3	Range H3
Mounting types	MP5	Self-aligning clevis at cap
Bore diameter	80	D = 80 mm
Piston rod diameter	56	d = 56 mm
Stroke length	500	Stroke length = 500 mm
Design principle	A	Flanged head and cap
Component series	3X	30 to 39 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	D	Flange hole configuration according to ISO 6162 table 2 (SAE 6000 PSI) d3 = 13 c = 40.5 w = 18.2 d1 = M8
Line connection/located at head	2	Right - viewed on the piston rod
Line connection/located at base	2	Right - viewed on the piston rod
Piston rod version	C	Hard chromium-plated
Piston rod end	S	With self-aligning clevis fitted CGAS KK = M50x3 CH = 135 CN = 50
End position cushioning	E	Both sides, adjustable Cushioning length, head side 25 mm Cushioning length, base side 25 mm
Seal version	G	Standard HFC sealing system, max. operating pressure 315 bar (for mineral oil HL, HLP, HFA and water glycol HFC)
Option	Z	Additional options
Proximity switch	E	Inductive proximity switch
Guide rings	W	Without
Screwed coupling	A	Coupling, on both sides
Ball and socket joint option	B	Flange grease nipple DIN3404 Form A
Piston rod extension	Y LY = 20 mm	Piston rod extension LY = 20 mm
Color composition		BR standard primer





Kuličková ložiska s hlubokou drážkou, jedna řada

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	B	dynamické C	statické C0	Referenční rychlost	Omezující rychlost	** ložisko SKF Explorer
mm			kN		r/min		-
105	190	36	140	104	7000	4500	6221 *



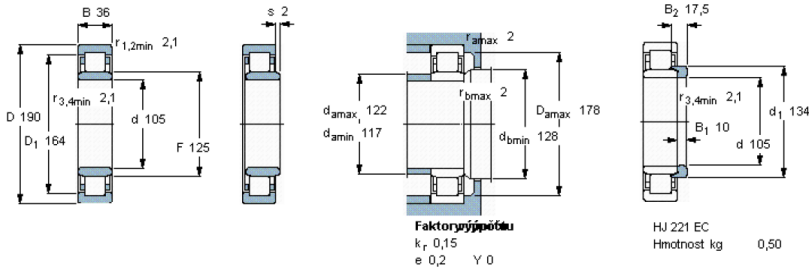
Faktory výpočtu
k_r 0,025
f₀ 14





Válečková ložiska, jedna řada

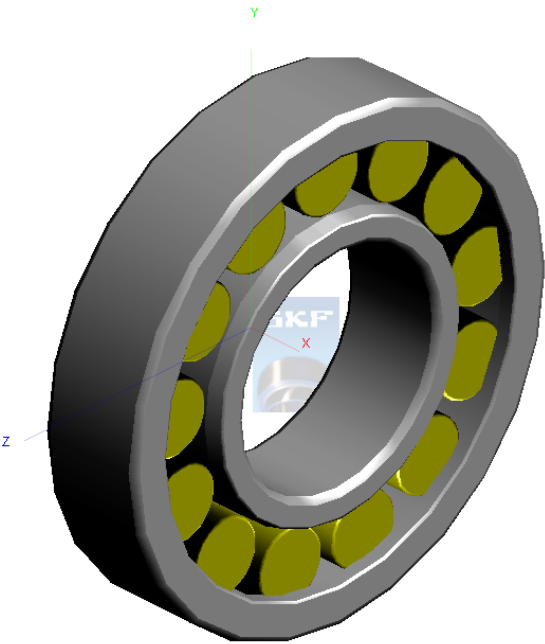
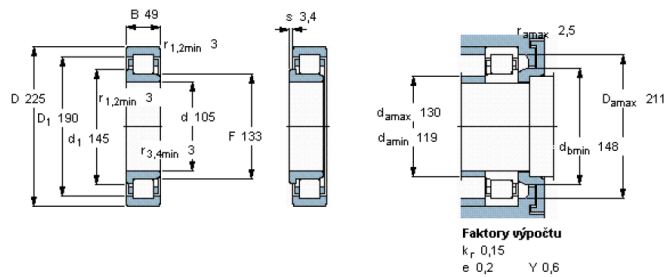
Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Označení	Úhlový kroužek
d	D	B	dynamické C	statické C0	** ložisko SKF Explorer	Označení
mm			kN		-	-
105	190	36	300	315	NU 221 ECJ *	HJ 221 EC





Válečková ložiska, jedna řada

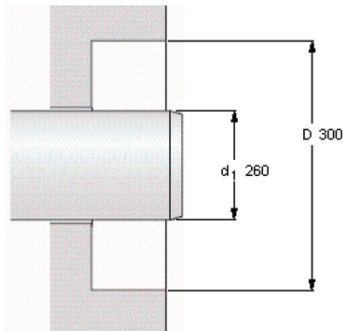
Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Označení	Úhlový kroužek
d	D	B	dynamické C	statické C0	** ložisko SKF Explorer	Označení
mm			kN		-	-
105	225	49	500	500	NJ 321 ECP *	-





Radiální hřídelová těsnění

Základní rozměry			Konstrukce	Materiál jazýčku	Označení	skladové číslo
Hřídel	Vrtání	Jmenovitá šířka těsnění				
d1	b					
mm			-	-	-	-
260	300	16	HDS2	R	260X300X16 HDS2 R	1024232



Permissible operating temperature [°C / °F]			
min		max	
-40	/	-40	100 / 212
		short periods	120 / 248

Rotational speed [r/min]	
1836	
at circumferential speed [m/s / ft/s]	
25	/ 82

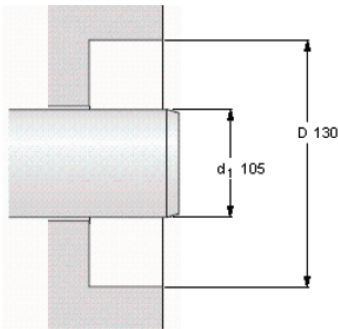
Pressure differential [MPa / psi]	
0,1	/ 14,5

See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"



Radiální hřídelová těsnění

Základní rozměry			Konstrukce	Materiál jazýčku	Označení	skladové číslo pro USA
Hřídel	Vrtání	Jmenovitá šířka těsnění				
d1		b				
mm						
105	130	12	HMSA10	V	105X130X12 HMSA10 V	564171



Permissible operating temperature [°C / °F]

min	max
-40 / -40	200 / 392
	short periods
	220 / 428

Rotational speed [r/min]

1819
at circumferential speed [m/s / ft/s]
10 / 32,8

Pressure differential [MPa / psi]

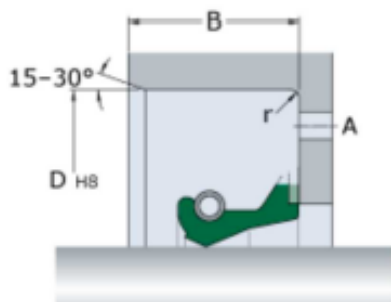
0,03 / 4,35

See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"



Czech... Výrobky Těsnění Industrial... Power... Radial shaft seals Housing bore requirements

table - Tolerance úložné díry

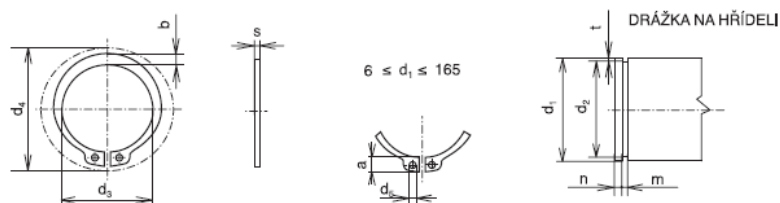


Úložná díry pro těsnění metrických rozměrů (ISO)

Jmenovitý průměr		Úložná díra (tolerance H8 podle ISO)		Poloměr zaoblení
D				
přes	včetně	max	min	r_{\max}
mm		μm		mm
	3	+14	0	0,3
3	6	+18	0	0,3
6	10	+22	0	0,3
10	18	+27	0	0,3
18	30	+33	0	0,3
30	50	+39	0	0,3
50	80	+46	0	0,4
80	120	+54	0	0,8
120	180	+63	0	0,8
180	250	+72	0	0,8
250	315	+81	0	0,8
315	400	+89	0	0,8
400	500	+97	0	0,8
500	630	+110	0	0,8
630	800	+125	0	0,8
800	1 000	+140	0	0,8
1 000	1 250	+165	0	0,8

DIN 471

Pojistné kroužky pro hřídele

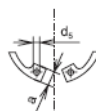


40 – 145 mm

Hřidel průměr d ₁	Kroužek								Drážka na hřideli					Dopl. Data d ₄ Při rozevření
	s		d ₃		a	b ¹	d ₅	Váha kg/1000ks	d ₂		m	t	n	
	Tloušťka	Toler.	Jmenov.	Toler.	Max.		Min.		Jmenov.	Toler.	H13		Min.	
40	1,75	0 -0,06	36,5	+0,39 -0,9	6	4,4	2,5	6,073	37,5	0 -0,25 (h12)	1,85	1,25	1,25	52,6
42	1,75		38,5		6,5	4,5	2,5	5,898	39,5		1,85	1,25	1,25	55,7
45	1,75		41,5		6,7	4,7	2,5	6,779	42,5		1,85	1,25	1,25	59,1
47	1,75		43,5		6,8	4,9	2,5	7,535	44,5		1,85	1,25	1,25	61,3
48	1,75		44,5		6,9	5	2,5	7,723	45,5		1,85	1,25	1,25	62,5
50	2	0 -0,07	45,8	+0,46 -1,1	6,9	5,1	2,5	9,731	47	0 -0,30 (h12)	2,15	1,5	1,5	64,5
52	2		47,8		7	5,2	2,5	9,876	49		2,15	1,5	1,5	66,7
55	2		50,8		7,2	5,4	2,5	10,454	52		2,15	1,5	4,5	70,2
58	2		53,8		7,3	5,6	2,5	11,999	55		2,15	1,5	4,5	73,4
60	2		55,8		7,4	5,8	2,5	13,143	57		2,15	1,5	4,5	75,6
62	2		57,8		7,5	6	2,5	13,051	59		2,15	1,5	4,5	77,8
65	2,5		60,8		7,8	6,3	3	20,063	62		2,65	1,5	4,5	81,4
68	2,5		63,5		8	6,5	3	18,693	65		2,65	1,5	4,5	84,8
70	2,5		65,5		8,1	6,6	3	21,352	67		2,65	1,5	4,5	87,1
72	2,5		67,5		8,2	6,8	3	21,462	69		2,65	1,5	4,5	89,3
75	2,5	0 -0,08	70,5	+0,54 -1,3	8,4	7	3	24,983	72	0 -0,35 (h12)	2,65	1,5	4,5	92,7
80	2,5		74,5		8,6	7,4	3	27,434	76,5		2,65	1,75	5,3	98,1
82	2,5		76,5		8,7	7,6	3	27,425	78,5		2,65	1,75	5,3	100,3
85	3		79,5		8,7	7,8	3,5	36,285	81,5		3,15	1,75	5,3	103,3
90	3		84,5		8,8	8,2	3,5	40,6	86,5		3,15	1,75	5,3	108,5
95	3		89,5		9,4	8,6	3,5	45,918	91,5		3,15	1,75	5,3	114,8
100	3		94,5		9,6	9	3,5	48,675	96,5		3,15	1,75	5,3	120,2
105	4		98		9,9	9,3	3,5	69,6	101		4,15	2	6	125,8
110	4		103		10,1	9,6	3,5	75	106		4,15	2	6	131,3
115	4		0 -0,1		108	+0,63 -1,5	10,6	9,8	3,5		78,4	111	0 -0,54 (h13)	4,15
120	4	113		11	10,2		3,5	84,3	116	4,15	2	6		143,1
125	4	118		11,4	10,4		4	89,15	121	4,15	2	6		149
130	4	123		11,6	10,7		4	93,15	126	4,15	2	6		154,4
135	4	128		11,8	11		4	103,75	131	4,15	2	6		159,8
140	4	133		12	11,2		4	105,75	136	4,15	2	6		165,2
145	4	138		12,2	11,5		4	113,47	141	4,15	2	6		170,7

DIN 472

Pojistné kroužky pro díry

 $50 \leq d_1 \leq 230$  $d_1 \geq 170$ 

145 – 310 mm

Hřidel průměr d_1	Kroužek							Drážka v díře					Dopl. Data	
	s	Toler.	Jmenov.	Toler.	a	b ¹	d_5	Váha kg/1000ks	Jmenov.	Toler.	m	t	n	Při rozevření
145	4	0 - 0,1	152	+1,50 - 0,63	11,4	10,9	4	111,25	149	+0,63 0 (H 13)	4,15	2	6	121
150	4		158		12	11,2	4	119,5	155		4,15	2,5	7,5	124,8
155	4		164		12	11,4	4	123,5	160		4,15	2,5	7,5	129,8
158	4		167		12,3	11,5	4	123,93	163		4,15	2,5	7,5	132,1
160	4		169		13	11,6	4	125,5	165		4,15	2,5	7,5	132,7
165	4		174,5	+1,70 - 0,72	13	11,8	4	144	170	+0,72 0 (H 13)	4,15	2,5	7,5	137,7
170	4		179,5		13,5	12,2	4	155,6	175		4,15	2,5	7,5	141,6
175	4		184,5		13,5	12,7	4	161	180		4,15	2,5	7,5	146,6
180	4		189,5		14,2	13,2	4	166,52	185		4,15	2,5	7,5	150,1
185	4		194,5		14,2	13,7	4	176	190		4,15	2,5	7,5	155,1
190	4		199,5		14,2	13,8	4	179,17	195		4,15	2,5	7,5	160,1
195	4		204,5		14,2	13,8	4	188	200		4,15	2,5	7,5	165,1
200	4		209,5		14,2	14	4	189,17	205		4,15	2,5	7,5	170,1
205	5		217		14,2	14	4	246	211		5,15	3	9	175,1
210	5		222		14,2	14	4	253	216		5,15	3	9	180,1
215	5	0 - 0,12	227		14,2	14	4	263	221	+0,81 0 (H 13)	5,15	3	9	185,1
220	5		232		14,2	14	4	270	226		5,15	3	9	190,1
225	5		237		14,2	14	4	277	231		5,15	3	9	195,1
230	5		242	+2,0 - 0,81	14,2	14	4	285	236		5,15	3	9	200,1
235	5		247		14,2	14	4	295	241		5,15	3	9	205,1
240	5		252		14,2	14	4	312	246		5,15	3	9	210,1
245	5		257		14,2	14	4	319	251		5,15	3	9	215,1
250	5		262		14,2	14	4	327	256		5,15	3	9	220,1
260	5		275		16,2	16	5	375	268		5,15	4	12	226
265	5		280		16,2	16	5	380	273		5,15	4	12	231
270	5		285		16,2	16	5	385	278		5,15	4	12	236
280	5		295		16,2	16	5	406,7	288		5,15	4	12	246
285	5		300		16,2	16	5	412	293		5,15	4	12	251
290	5	0 - 0,15	305	+2,0 - 0,9	16,2	16	5	420	298	+0,89 0	5,15	4	12	256
300	5		315		16,2	16	5	439,9	308		5,15	4	12	266
310	6		327		20	6	6	650	320		6,2	5	15	268